

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Политехнический институт
Энергетический факультет
Кафедра «Промышленная теплоэнергетика»
Направление подготовки 13.04.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

ВЫПУСКНАЯ
КВАЛИФИКАЦИОННАЯ
РАБОТА ПРОВЕРЕНА
Рецензент,
Ведущий инженер ООО «БРАНТ»
_____ Н.А. Клепиков
« ____ » _____ 2020 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ
Заведующий кафедрой
«Промышленная теплоэнергетика»,
к.т.н., доцент
_____ К.В. Осинцев
« ____ » _____ 2020 г.

**Повышение эффективности системы теплоснабжения
ООО «Гусь-Хрустальный стекольный завод»
в п.Анопино Владимирской области**

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
ПО ПРОГРАММЕ МАГИСТРАТУРЫ
«ОПТИМИЗАЦИЯ ТОПЛИВОИСПОЛЬЗОВАНИЯ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКЕ»
ЮУрГУ–13.04.01.2020.206.04.ПЗ ВКР

Руководитель магистерской
программы, к.т.н., доцент
_____ К.В. Осинцев
« ____ » _____ 2020 г.

Руководитель работы,
к.т.н., доцент
_____ Л.Е. Лымбина
« ____ » _____ 2020 г.

Автор работы,
магистрант группы П-289
_____ К.А. Губина
« ____ » _____ 2020 г.

Челябинск 2020

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 ОБОСНОВАНИЕ И АКТУАЛЬНОСТЬ.....	8
2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ	9
3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННОГО И ЗАРУБЕЖНОГО ОБОРУДОВАНИЯ.....	11
3.1 Описание блочного теплового пункта «Alfa Laval».....	11
3.2 Описание блочного теплового пункта «БРАНТ»	12
3.3 Описание котельного агрегата «Viessmann».....	12
3.4 Описание котельного агрегата «Valdex-Energetika»	13
3.5 Сравнительный анализ основного оборудования.....	14
4 ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ООО «ГУСЬ-ХРУСТАЛЬНЫЙ СТЕКОЛЬНЫЙ ЗАВОД»	15
4.1 Расчет тепловой схемы энергоцентра.....	15
4.2 Тепловой расчет котла.....	17
4.2.1 Расчет объемов продуктов сгорания топлива.....	17
4.2.2 Расчет энтальпий продуктов сгорания газа и воздуха.....	18
4.2.3 Тепловой баланс котла «Valdex Series M3A»	19
4.2.4 Расчет топочной камеры котла «Valdex Series M3A».....	21
4.2.5 Расчет дымогарных труб 2-го хода котла «Valdex Series M3A»... 24	
4.2.6 Расчет дымогарных труб 3-го хода котла «Valdex Series M3A»... 26	
4.2.7 Поверочный тепловой баланс.....	29
4.3 Выбор теплообменного аппарата	30
4.3.1 Тепловой расчет теплообменника ГВС	32
4.3.2 Компоновочный расчет	37
4.4 Насосное оборудование.....	43
4.5 Химводочистка.....	49
5 НАУЧНАЯ ЧАСТЬ. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЯ.....	51
5.1 Способы повышения эффективности системы теплоснабжения.....	51
5.2 Описание разработанного технического решения системы теплоснабжения предприятия «ООО Гусь-Хрустальный стекольный завод» в п. Анопино	53
6 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ	56
7 АВТОМАТИЗАЦИЯ.....	58
7.1 Перечень контролируемых параметров.....	59
7.2 Перечень условий срабатывания сигнализации	59
7.3 Перечень условий срабатывания защиты.....	60
7.4 Описание автоматизации теплового пункта энергоцентра	60
7.5 Выбор регулирующей арматуры	61
7.6 Заказная спецификация на средства контроля и регулирования	65

									Лист
									4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.204.04 ПЗ				

ВВЕДЕНИЕ

Комфортная жизнедеятельность человека в собственном доме, на работе, а также в общественных местах зависит от многих факторов, одним из которых является тепло. На сегодняшний день топливно-энергетический комплекс Российской Федерации находится в сложном положении, которое возникло из-за изношенности теплоэнергетического оборудования и отсутствия должного внимания. Усугубляется положение и наличием такой сложной проблемы энергетики, как исчерпаемость энергетических ресурсов и неравномерность их распределения по территории РФ.

Перед руководством страны стоит задача обеспечения населения, численность которого возрастает, требуемым теплом, и при этом сократить потребление энергетических ресурсов. Для выполнения этой сложной задачи в современных реалиях необходимо разработать и применить правильное техническое решение для инженерных систем теплоснабжения, которое будет включать в себя современные методы энергосбережения.

В основу выполнения ВКР включены основные положения по способам энергосбережения, представленные в Федеральном законе №261 «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности» [1]. Принятие этого закона ставит новые задачи перед теплоэнергетическим комплексом страны. В связи с этим набирает актуальность применения такого сложного инженерного оборудования как блочные тепловые пункты.

Блочный тепловой пункт (БТП) – современное инженерное решение, удовлетворяющее ФЗ №261, являющееся выгодным в экономическом плане. БТП применимо, как для централизованной, так и децентрализованной системы теплоснабжения. Поскольку, в настоящее время в нашей стране происходит интенсивная децентрализация, то и блочные тепловые пункты наружного исполнения набирают популярность. Они применяются совместно с различными котельными агрегатами, также наружного исполнения, являющимися источниками теплоснабжения.

Блочные тепловые пункты применяют для присоединения к тепловой сети систем отопления, горячего водоснабжения, вентиляции и кондиционирования как новых, так и существующих зданий, при модернизации их абонентских вводов [2]. БТП представляет собой готовую к подключению и эксплуатации компактную установку, применяемую для подключения потребителей тепловой энергии в жилых, административных и производственных зданиях к тепловой сети или источнику теплоснабжения. Такое решение выполняет функции учета, регулирования, контроля параметров теплоносителя и распределения тепловой энергии по системам теплопотребления.

В выпускной квалификационной работе предлагается вариант повышения эффективности системы теплоснабжения ООО «Гусь-Хрустальный стекольный завод».

Цель работы – разработка технического решения для повышения энергетической и экономической эффективности системы теплоснабжения промышленного

										Лист
										6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.204.04 ПЗ					

предприятия ООО «Гусь-Хрустальный стекольный завод» и прилегающего к нему жилого комплекса в п. Анопино Владимирской области.

Для поставленной цели необходимо выполнить следующие задачи: изучение существующей тепловой схемы и оборудования системы теплоснабжения завода, выполнение расчета тепловой схемы энергоцентра; выполнение теплового расчета котлоагрегата; расчет теплообменного оборудования; расчет вспомогательного оборудования, такого как: насосное оборудование и регулирующая арматура; определение экономической эффективности разработанного решения.

В выпускной квалификационной работе в качестве изучаемого объекта рассматривается система теплоснабжения предприятия ООО «Гусь-Хрустальный стекольный завод» в п. Анопино.

В качестве предмета выпускной квалификационной работы является энергоцентр с погодозависимым регулированием.

Для достижения поставленной цели предлагается, как один из вариантов, - повышение эффективности системы теплоснабжения путем установки энергоцентра с погодозависимым регулированием.

					<i>13.03.01.2020.204.04 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		7

2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

При разработке технического решения по повышению эффективности системы теплоснабжения ООО «Гусь-Хрустальный стекольный завод» была использована учебно-методическая, нормативно-справочная и законодательная литература.

В учебном пособии Ю. В. Новокрещенова «Расчет тепловой схемы и отдельных элементов производственной котельной» [5] углубленно изучаются принципы составления и расчета тепловой схемы производственной котельной и отдельных ее узлов. Расчет тепловой схемы позволяет определить энергетические показатели котельной, расход пара и воды, по которым производится выбор основного и вспомогательного оборудования котельной.

Авторами Мунц В. А. и Лумми А.П. в методических указаниях «Расчет водогрейного котла» [6] подробно излагаются методики расчетов: объемов и энтальпий продуктов сгорания и воздуха, теплового баланса, расхода топлива, поверочных расчетов топочной камеры, фестона и конструкторского расчета конвективного пучка для котлов мощностью 1–100 МВт.

В справочнике автора Ривкина С.Л. «Термодинамические свойства газов» [7] представлены таблицы термодинамических свойств воздуха, азота, кислорода, водорода, водяного пара и других газов, приведенных к идеальному состоянию, в области температур от -50 до $+1500$ °С.

Автором Н.В. Барановский в книге «Пластинчатые и спиральные теплообменники» [8] изложены основы теории, расчёта и конструирования пластинчатых и спиральных теплообменников для химической и пищевой промышленности.

В учебнике для вузов «Насосы и насосные станции» авторов Карелина В. Я. и Минаева А. В. [9] описаны конструкции, принцип действия и области применения насосов различных типов. Рассмотрены их технические характеристики и режимы работы. Даны рекомендации по определению рабочих параметров насосов общего применения, а также насосов, используемых при производстве строительных работ.

В учебных пособиях Волошенко А.В. «Проектирование функциональных схем автоматического контроля и регулирования» [10] и Пашнина С.В. «Рекомендации по разработке раздела «Автоматического контроля и регулирование» в выпускной квалификационной работе кафедры «Промышленная теплоэнергетика» ЮУрГУ» [11] изложены материалы по выполнению раздела "Автоматизация" выпускной квалификационной работы. Рассматриваются вопросы составления функциональных схем систем автоматического контроля и регулирования, выбора средств измерения и регулирования, составления заказной спецификации средств измерения и автоматизации. Приведены справочные материалы по средствам измерения и автоматизации.

В книге автора Пыркова В.В. «Современные тепловые пункты. Автоматика и регулирование» [12] представлены схемы присоединения инженерных систем зданий к тепловой сети. Рассмотрены идеальные и рабочие расходные характеристики регулирующих клапанов различного конструктивного исполнения. Разработаны методики их подбора с учетом искажения расходных характеристик. При-

ведены общие сведения о современном оборудовании индивидуальных тепловых пунктов. Даны основные аспекты экономической эффективности автоматизации тепловых пунктов.

В учебном пособии «Очистка дымовых газов» А.И. Грибанова [13] представлена методика расчета концентрации вредных веществ, содержащихся в рабочей зоне, а также методика расчета дымовой трубы.

В учебнике «Безопасность жизнедеятельности» Э.А. Арустамова [14] рассмотрены негативные факторы, влияющие на жизнедеятельность человека, причины возникновения, последствия и профилактика чрезвычайных ситуаций различного происхождения. Рассмотрен ряд нормативно-правовой литературы в области обеспечения безопасности жизнедеятельности.

Для написания раздела «Экономика и управление» использовалось учебное пособие для бакалавров и магистрантов направления подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника» «Экономико-управленческая часть выпускных квалификационных работ» авторов Алабугин А.А. и Алабугина Р.А. [15]. Материалы пособия учитывают специфику программы магистратуры, раскрывают отличия содержания выпускных работ проектно-конструкторского и научно-исследовательского типов.

В научной части проводился анализ статьи «Децентрализованное теплоснабжение – альтернатива централизованному» автора Назарова В.И. [16], в которой на конкретном примере приведена сравнительная характеристика децентрализованного и централизованного теплоснабжения. Показано, что выбор того или иного варианта теплоснабжения существенно зависит от потерь в тепловых сетях. Автор статьи «Децентрализованные системы теплоснабжения как один из способов модернизации теплоснабжения» Зацаринная Ю.Н. [17] исследует централизованную и децентрализованную системы теплоснабжения, описывает использование мини-ТЭЦ.

Требуемые технические параметры и характеристики подбираемого оборудования принимались по данным официальных сайтов заводов-изготовителей по интернет-ресурсам: сайт компании «ООО «Валдекс Энергетика» [18], сайт компании «БРАНТ» [19], сайт компании «Grundfos» [20], сайт компании «ESBE» [21].

ВКР выполнена на основании нормативно-справочной литературы, которая приведена в библиографическом списке.

										Лист
										10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.204.04 ПЗ					

3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННОГО И ЗАРУБЕЖНОГО ОБОРУДОВАНИЯ

На сегодняшний день рынок инженерного оборудования очень обширный и конкуренция возрастает с каждым днем. В связи с этим большинство производителей стараются улучшить свой продукт и получить преимущества перед конкурентами.

На рынке котельных агрегатов в современных реалиях производители обращают большее внимание на более качественные и новые материалы при изготовлении, совершенствуют элементы котельного агрегата и его конструкцию, применяют современные системы очистки продуктов сгорания топлива, увеличивают мощность агрегатов, улучшают их экологичность и эффективность.

На рынке блочных тепловых пунктов не мало, как российских, так и зарубежных поставщиков. Производители рассматривают такие направления для развития как: наружное исполнение, снижающее капитальные затраты всего объекта в целом; повышение эффективности за счет применения погодозависимого регулирования; компактное исполнение; применения комплектующих изделий высокой эффективности; теплообменное оборудование собственного производства, что снижает объем монтажа на объекте.

В России водогрейные котельные агрегаты изготавливает множество компаний. Высокий спрос появился на современные водогрейные котлы фирмы «Valdex-Energetica». Рынок блочных тепловых пунктов также очень конкретен. Сильным представителем блочных тепловых пунктов в России является завод «БРАНТ». При этом на российском рынке пользуется спросом импортное оборудование, например котельные агрегаты фирмы «Viessmann», Германия. Сильную конкуренцию в области тепловых пунктов блочного исполнения составляет компания «Alfa Laval», Швеция.

3.1 Описание блочного теплового пункта «Alfa Laval»

Компания «Alfa Laval» считается одним из лидеров на рынке инженерного оборудования. Одним из видов выпускаемой продукции является блочные тепловые пункты, которые в свою очередь делятся на различные серии в зависимости от назначения. Рассмотрим тепловой пункт серии Cetetherm CetePunkt, которая предназначена для обеспечения широкого спектра мощностей. Различные конфигурации доступны для удовлетворения конкретных потребностей и потребностей, возникающих в зданиях различных типов и размеров [22].

В стандартном решении «CetePunkt» используются паяные теплообменники, имеющие поверхность теплопередачи из нержавеющей кислотостойкой стали со специальным профилем, обеспечивающую долгий срок службы и минимальную потребность в обслуживании. Представленная модель имеет теплоизоляцию в виде полужоухов из пенополиуретана, покрытого сверху слоем твердого пластика. В БТП используются резьбовые или фланцевые соединения, которые дают возможность легко демонтировать теплообменники и установить их обратно [22].

										Лист
										11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.204.04 ПЗ					

По запросу компания готова изготовить данную серию с разборным теплообменником, но это повлечёт увеличение стоимости и сроков изготовления.

В БТП данной серии предусмотрена погодная компенсация. Заводом-изготовителем заявляет, что автоматика легко настраивается в соответствии с параметрами здания и позволяет заказчику получить хорошую экономию за счет устранения весенних и осенних перетопов [22].

3.2 Описание блочного теплового пункта «БРАНТ»

Завод БРАНТ изготавливает блочные тепловые пункты с тепловой мощностью до 25 МВт, расчетным давлением до 16 бар и расчетной температуры теплоносителя до 150 °С.

Все технические решения разрабатываются в зависимости от требований заказчика, учитываются бюджет, а также габариты помещения. Для того чтобы разместить блочный тепловой пункт даже в небольшом помещении, конструкторский отдел разрабатывает 3-D модель, что позволяет выбрать оптимальное компоновочное решение.

Блочные тепловые пункты БРАНТ выполняются с разборными пластинчатыми теплообменниками собственного производства. Теплообменники в свою очередь компонуются гофрированными пластинами из нержавеющей стали AISI 316 толщиной 0,5мм и резиновыми уплотнениями EPDM. Использование данных теплообменников позволяет повысить эффективность всего теплового пункта, во первых за счет гофрированной поверхности пластин, которая создает турбулентный поток и, в связи с этим, повышает коэффициент теплопередачи. Во вторых он удобен в обслуживании [19].

Все электромонтажные работы выполняются в границах БТП, что обеспечивает минимальные монтажные работы на объекте [19].

3.3 Описание котельного агрегата «Viessmann»

Рассмотрим серию Vitomax D. Данная модель может быть представлена в трехходовом и двухходовом исполнении. Наиболее распространены трехходовые котельные агрегаты, т.к. они более соответствуют экологическим требованиям.

Основные элементы конструкции котла: цилиндрическая обечайка, передняя и задняя плоские днища с отбортовкой, две жаровые трубы (волнообразные или гладкие в зависимости от тепловой мощности котла и давления), двухсекционная водоохлаждаемая задняя камера разворота дымовых газов, два пучка дымогарных труб второго хода [23].

Котлы имеют невысокую теплонапряженность камер сгорания и относительно большие ее размеры, что позволяет добиться минимальных выделений оксидов азота. Низкое аэродинамическое сопротивление котельного агрегата позволяет применять недорогие горелки и снизить их электропотребление.

В котле присутствует два параллельных дымогарных тракта, что обеспечивает качественное регулирование работы горелок и расширяет диапазон регулирова-

										Лист
										12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.204.04 ПЗ					

ния до минимальных значений за счет непродолжительной работы на одной горелке.

Предусмотрено две двери облегченной конструкции, что облегчает обслуживание. За счет применения экономайзеров котел Vitomax D имеет высокий коэффициент использования энергии для данного типа оборудования во всем диапазоне нагрузок. КПД водогрейных котлов с учетом среднегодового температурного цикла достигает 95 %. Водогрейные жаротрубные котлы имеют тепловую мощность до 40 МВт, давлением до 20 бар, температуру воды до 110 °С [23].

Широкие проходы между трубами и большое водонаполнение котла обеспечивают хорошую естественную циркуляцию, длительную безопасную эксплуатацию котла и надежную работу на протяжении всего срока службы [23].

3.4 Описание котельного агрегата «Valdex-Energetika»

Рассмотрим водогрейный котельный агрегат серии Series M3A. Это трехходовой жаротрубный котел среднего давления с доступным диапазоном тепловой мощности от 2 до 16,5 МВт и максимальным нагревом теплоносителя до 130 °С.

Предназначены для работы на газообразном и жидком топливе. Конструкция котла выполнена в газоплотном исполнении и работает под наддувом.

В котлах серии M3A наиболее горячая сторона поворотных камер сделана омываемой, а водоохлаждаемое устье горелки значительно увеличивает надежность этого узла за счет отказа от различного рода изолирующих материалов в этой зоне [18].

Так как рассматриваемые котлы часто применяются в одноконтурных системах, где применяются ИТП на стороне потребителя. В представленной модели убраны трубы из пространства под топкой, а на этом месте размещены люки спереди и сзади. Данное решение обеспечивает возможность проводить осмотры и очистку внутренних поверхностей котла под топкой.

Фронтальная поворотная камера котла разделена на две двери — это снижает вес каждой крышки и позволяет открывать доступ к дымогарным трубам без демонтажа газовой рампы горелки. При этом с тыльной стороны котла предусмотрен люк, открывающий доступ в топку котла, снабженный специальной «гляделькой» большого размера, что позволяет проводить обслуживание горелочного устройства без его демонтажа и отключения газовой линии [18].

Конструкцией котла предусмотрены с тыльной стороны крышки газоходов, предоставляющие полный доступ к дымогарным трубам с задней стороны котла. Данная модель подходит для использования любых горелочных систем.

Котлы серии M3A являются одними из самых компактных среди ближайших конкурентов в линейке мощностей до 16,5 МВт, а качественная теплоизоляция минимизирует тепловые потери. Наружная обшивка котла выполняется из алюмокомпозитных панелей. Это современный фасадный материал, который сочетает в себе прочность, легкость и технологичность. Он не ржавеет при хранении и эксплуатации и придает ему приятный внешний вид [18]. Трехходовая конструкция котла уменьшает выбросы оксидов.

										Лист
										13
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.204.04 ПЗ					

4 ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ООО «ГУСЬ-ХРУСТАЛЬНЫЙ СТЕКОЛЬНЫЙ ЗАВОД»

Энергоцентр предприятия предназначена для теплоснабжения завода и прилегающего жилого комплекса, ГВС, коммерческого учета тепла, потребляемого газа и электроэнергии в автоматическом режиме.

Система теплоснабжения предприятия мощностью 10 МВт подключается по зависимой схеме. Система теплоснабжения жилого микрорайона мощностью 1,3 МВт подключается по независимой схеме с помощью разборного пластинчатого теплообменного аппарата «БРАНТ». Система ГВС подключена по параллельной схеме с помощью разборного пластинчатого теплообменника завода «БРАНТ». Исходные данные для расчета приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Исходные данные для расчета тепловой схемы энергоцентра

Параметр	Обозначение	Значение	Единицы измерения
Тепловая мощность контура отопления предприятия	$Q_{o.зав}$	10,00	МВт
Тепловая мощность контура отопления прилегающего жилого комплекса	$Q_{o.жкк}$	1,30	МВт
Тепловая мощность контура ГВС	$Q_{гвс}$	0,50	МВт
Максимальная температура в подающем трубопроводе на вводе	τ_{01}	105,00	°С
Максимальная температура в обратном трубопроводе	τ_{02}	70,00	°С
Температура в подающем трубопроводе контура отопления предприятия	$\tau_{01}^{o.зав}$	95,00	°С
Температура в обратном трубопроводе контура отопления предприятия	$\tau_{02}^{o.зав}$	70,00	°С
Температура в подающем трубопроводе контура отопления жилого комплекса	$\tau_{01}^{o.жкк}$	95,00	°С
Температура в обратном трубопроводе контура отопления жилого комплекса	$\tau_{02}^{o.жкк}$	70,00	°С
Температура в системе горячего водоснабжения	$\tau_{01}^{гвс}$	60,00	°С
Температура воды из водопровода	$\tau_{02}^{гвс}$	5,00	°С

4.1 Расчет тепловой схемы энергоцентра

Произведем расчет принципиальной тепловой схемы отопительной котельной для закрытой системы теплоснабжения с независимой схемой подключения к тепловым сетям потребителей горячего водоснабжения, отопления и вентиляции.

Полная тепловая мощность, (4.1.1):

$$Q_3 = Q_{o.зав} + Q_{o.жкк} + Q_{гвс}, \quad (4.1.1)$$

									Лист
									15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.204.04 ПЗ				

$$Q_3 = 10,00 + 1,30 + 0,50 = 11,8 \text{ МВт.}$$

Расход воды через котельные агрегаты, (4.1.2):

$$G_3 = \frac{Q_3}{c_g \cdot (\tau_{01} - \tau_{02})}, \quad (4.1.2)$$

где Q_3 – полная тепловая мощность, МВт.

$$G_3 = \frac{11,8 \cdot 10^6}{4,19 \cdot 10^3 \cdot (105 - 70)} = 80,4 \text{ кг/с.}$$

В энергоцентр входит 4 водогрейных котла, соответственно расход через один котел определим по формуле 4.1.3:

$$G_k = \frac{G_3}{4}, \quad (4.1.3)$$

$$G_k = \frac{80,4}{4} = 20,1 \text{ кг/с.}$$

Расход сетевой воды на контур отопления предприятие, (4.1.4):

$$G_c^{o.зав} = \frac{Q_{o.зав}}{(\tau_{01}^{o.зав} - \tau_{02}^{o.зав}) \cdot c_g}, \quad (4.1.4)$$

$$G_c^{o.зав} = \frac{10 \cdot 10^6}{(95 - 70) \cdot 4,19 \cdot 10^3} = 95,5 \text{ кг/с.}$$

Расход сетевой воды на контур отопления жилого комплекса, (4.1.5):

$$G_c^{o.жк} = \frac{Q_{o.жк}}{(\tau_{01}^{o.жк} - \tau_{02}^{o.жк}) \cdot c_g}, \quad (4.1.5)$$

$$G_c^{o.жк} = \frac{1,30 \cdot 10^6}{(95 - 70) \cdot 4,19 \cdot 10^3} = 12,41 \text{ кг/с.}$$

Расход сетевой воды на контур горячего водоснабжения, (4.1.6):

$$G_c^{звс} = \frac{Q_{звс}}{(\tau_{01}^{звс} - \tau_{02}^{звс}) \cdot c_g}, \quad (4.1.6)$$

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$G_c^{звс} = \frac{0,5 \cdot 10^6}{(60 - 5) \cdot 4,19 \cdot 10^3} = 2,17 \text{ кг/с.}$$

Расход подпиточной воды, (4.1.7):

$$G_{подп} = 0,02 \cdot G_3, \quad (4.1.7)$$

$$G_{подп} = 0,02 \cdot 80,4 = 1,6 \text{ кг/с.}$$

4.2 Тепловой расчет котла

4.2.1 Расчет объемов продуктов сгорания топлива

При полном сжигании топлива в теоретических условиях образуются продукты сгорания, представляющие собой газовую смесь, состоящую из CO₂, SO₂, N₂, H₂O. Наличие водяных паров в продуктах сгорания обусловлено горением водорода и испарением влаги, содержащейся в топливе, а также влаги, поступающей вместе с воздухом [6].

В таблице 4.2 представлен состав природного газа, сжигаемого котлами на рассматриваемом предприятии.

Таблица 4.2 – Состав природного газа

Состав газа по объему, %							Q, кДж/м ³
CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	N ₂	CO ₂	
98,24	0,29	0,20	0,09	0,04	0,14	1,00	35722,16

В таблице 4.3 приведены значения теоретических объемов продуктов сгорания и воздуха, необходимого для горения.

Таблица 4.3 – Теоретические объемы продуктов сгорания топлива

Наименование величин	Расчетная формула	Значение	Размерность
1	2	3	4
теоретическое количество воздуха	$V^0 = 0,0476 \cdot \left[0,5CO + 0,5H_2 + 1,5H_2S + \right. \\ \left. + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right]$	9,4910	м ³ /м ³
теоретический объем водяных паров	$V_{H_2O}^0 = 0,01 \cdot [H_2S + H_2 + \sum \left(\frac{n}{2} \right) C_m H_n + 0,124 \cdot d_2] + \\ + 0,0161 \cdot W_g^0$	2,1540	м ³ /м ³

В общем случае энтальпия определяется по формулам (4.2.1) и (4.2.2):

$$I_z = I_z^0 + I_g^0 \cdot (\alpha - 1), \quad (4.2.1)$$

$$I_z^0 = \sum_{i=1}^1 V_i^0 (c \cdot \vartheta)_i = (V_{RO_2}^0 \cdot c_{RO_2} + V_{H_2O}^0 \cdot c_{H_2O} + V_{N_2}^0 \cdot c_{N_2}) \cdot \vartheta, \quad (4.2.2)$$

где I_z^0 – теоретическое теплосодержание газов, кДж/м³;

I_g^0 – теоретическое теплосодержание воздуха, кДж/м³;

ϑ – температура газов, °С ;

$c_{RO_2}, c_{H_2O}, c_{N_2}, c_g$ – теплоемкости трехатомных газов, водяных паров, азота и холодного воздуха при температуре t_{xg} и постоянном давлении (равном атмосферному), кДж/м³.

Теплосодержание воздуха, кДж/м³, (4.2.3):

$$I_g^0 = V^0 \cdot c_g \cdot \vartheta. \quad (4.2.3)$$

Значения энтальпий представлены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Энтальпии воздуха и продуктов сгорания

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	$I_z^0, \text{кДж/м}^3$	$I_g^0, \text{кДж/м}^3$	$I_z, \text{кДж/м}^3 \text{ при } \alpha$
100	1472,85	1259,51	1598,80
200	2974,78	2534,21	3228,20
300	4519,04	3825,05	4901,55
400	6096,95	5144,36	6611,39
600	9385,98	7877,90	10173,77
800	12831,02	10715,84	13902,60
1000	16422,85	13648,69	17787,71
1100	18251,93	15138,85	19765,81
1200	20113,31	16647,99	21778,11
1400	23838,03	19704,23	25808,45
1600	27687,81	22807,93	29968,60
1800	31609,14	25930,61	34202,20
2000	35566,82	29100,76	38476,89
2100	37564,88	30695,32	40634,42
2200	39567,26	32289,88	42796,25

4.2.3 Тепловой баланс котла «Valdex Series M3A»

Составление теплового баланса котла заключается в установлении равенства между поступившим в котел количества тепла, называемым располагаемым теплом Q_p^r , и суммой полезно использованного тепла Q_1 и тепловых потерь Q_2, Q_3 и

Q_5 . На основании теплового баланса вычисляются КПД и необходимый расход топлива при сжигании 1 м³ газообразного топлива при 0 и 760 мм рт.ст. [13].

Уравнение теплового баланса в удельных величинах, %, (4.2.4):

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_5), \quad (4.2.4)$$

где η – коэффициент полезного действия (КПД) котла, %;

q_2 – удельные потери тепла с уходящими газами, %;

q_3 – с химическим недожогом топлива, %;

q_5 – потери тепла в окружающую среду (через изоляцию), %.

Для газа располагаемая теплота Q_P^r , кДж/м³, (4.2.5):

$$Q_P^r = Q_i^d, \quad (4.2.5)$$

где Q_i^d – низшая теплота сгорания газообразного топлива, кДж/м³.

Согласно действующей нормативной документации допустимое содержание оксида углерода (СО) в составе уходящих дымовых газов при сжигании природного газа должно составлять не более 130 мг/м³. При таком содержании СО потери тепла от химического недожога составят $q_3 = 0,000333$ %. Можно пренебречь данным значением и принять $q_3 = 0$.

Потери тепла от механического недожога для газообразного топлива принимаем $q_4 = 0$.

Потери тепла с уходящими газами q_2 зависят от температуры газов, покидающих котел, (4.2.6):

$$q_2 = \frac{(I_{yx} - \alpha \cdot I_{xв}) \cdot 100}{Q_P^r}, \quad (4.2.6)$$

где I_{yx} – энтальпия уходящих газов, кДж/м³;

$I_{xв}$ – энтальпия холодного воздуха, кДж/м³;

α – коэффициент расхода воздуха (постоянный по длине котла).

Потери тепла в окружающую среду принимаем $q_5 = 0,5\%$, [19].

Расход топлива на водогрейный котел, м³/с, (4.2.7):

$$B = \frac{G_k \cdot C \cdot (t_1 - t_2)}{Q_P^r \cdot \eta}, \quad (4.2.7)$$

где G_k – расход воды через один котел, кг/с;

C – теплоемкость воды, кДж/кг;

t_1 и t_2 – температуры прямой и обратной воды, °С.

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

Продолжение таблицы 4.7

1	2	3	4	5
Эффективная степень черноты факела	a_{ϕ}	$\alpha_{\phi} = m\alpha_{св} + (1-m)\alpha_z$	0,267	-
Эффективная поглощательная способность жаровой стальной трубы	a_l	принимаем	0,880	-
Приведенная степень черноты топочной камеры	a_k	$\alpha_k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_l} + \chi \left(\frac{1}{\alpha_{\phi}} - 1 \right)}$	0,258	-
Температура холодного воздуха	$t_{хв}$	принимаем	12	°С
Физическое тепло воздуха	Q_B	$Q_6 = (c \cdot \rho)_{x.6} \cdot \alpha \cdot V_0$	151,6	кДж/м ³
Тепловыделение в топке	Q_T	$Q_m = Q_n^p \cdot \frac{100 - q_3}{100} + Q_6$	35873,8	кДж/м ³
Адиабатическая температура горения	ν_a	таблица 5.18	1878,2	°С
Средняя температура среды	T_{cp}	$T_{cp} = \frac{(t_1 + t_2)}{2} + 273$	360,500	К
Эффективная температура топочной среды	T_{ϕ}	$T_{\phi} = 0,925 \sqrt{T_a \cdot T_T''}$	1701,478	К
Температура наружного слоя (загрязнения) лучевоспринимающей поверхности	T_3	$T_3 = T_{cp} + \frac{(\varepsilon + 1 / \alpha_2) \cdot B \cdot Q_l}{H_l}$	360,500	К
Лучистое тепло, воспринятое топкой	Q_l	$Q_l = \sigma_0 \cdot \frac{\alpha_k \cdot H_l}{B} \cdot (T_{\phi}^4 - T_3^4)$	17484,81	кДж/м ³
Площадь сечения жаровой трубы	F	$F = \frac{\pi D_m^2}{4}$	0,995	м ²
Скорость дымовых газов в жаровой трубе	ω	$\omega = \frac{B \cdot V_2 \cdot T_{\phi}}{F \cdot 273}$	6,410	кДж/кг
Коэффициент теплоотдачи конвекцией в топке	$\alpha_{m.k} \cdot 10^5$	$\alpha_k^m = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{D_m} \cdot \left(\frac{\nu D_m}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4}$	2,078	Вт/(м ² · К)
Конвективное количество тепла, воспринятое топочной камерой	Q_k	$Q_k = \frac{\alpha_k^T \cdot H (T_{\phi} - T_3)}{B}$	406,390	кДж/м ³
Тепло, воспринятое жаровой трубой (топкой)	Q_m	$Q_m = Q_l + Q_k$	15067,04	кДж/м ³

Окончание таблицы 4.7

1	2	3	4	5
Коэффициент сохранения тепла	ϕ	$\phi = 1 - \frac{q_5}{\eta + q_5}$	0,994	-
Тепловосприятие топки по балансу	Q_6	$Q_6 = \phi \cdot (Q_m - I_T^n)$	15158,84	кДж/м ³
Невязка теплового баланса	ΔQ	$\Delta Q = \frac{(Q_6 - Q_m) \cdot 100}{Q_m}$	0,609	%

Невязка теплового баланса составляет менее 2%, расчет считаем верным.

4.2.5 Расчет дымогарных труб 2-го хода котла «Valdex Series M3A»

Для расчета дымогарных труб водогрейного котла необходимо знать их конструктивные параметры. В результате расчета необходимо получить температуры газов на выходе из дымогарных труб 2-го хода.

Конструктивные размеры дымогарных труб, а также этапы и результаты расчета представлены в таблице 4.8.

Таблица 4.8 – Расчет дымогарных труб второго хода дымовых газов

Наименование	Обозначение	Расчетная формула или способ определения	Размерность	Расчет
1	2	3	4	5
Внутренний диаметр труб	d_B	по конструктивным размерам	м	0,0603
Длина труб	L	по конструктивным размерам	м	3,35
Количество труб	n	по конструктивным размерам	-	42
Среднее сечение для прохода газов	F	$F = \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \cdot n$	м ²	0,12
Поверхность нагрева пучка труб	H_{II}	$H_{II} = \pi d L n$	м ²	26,64
Температура дымовых газов на входе в дымогарные трубы	\mathcal{G}'_2	принимаем	°С	1200

Продолжение таблицы 4.8

1	2	3	4	5
Энтальпия газов на входе во второй ход	I_2'	[таблица 4.5]	кДж/м ³	21778,11
Температура дымовых газов на выходе из дымогарных труб	ϑ_2''	Задается предварительно	°С	450
Энтальпия газов на выходе	I_2''	[таблица 4.5]	кДж/м ³	7501,9
Тепловосприятие нагреваемой среды по балансу	Q_6	$Q_6 = \phi \cdot (I_{2x}' - I_{2x}'')$	кДж/м ³	14190,5
Средняя температура газов	ϑ_{cp}	$\vartheta_{cp} = \frac{\vartheta_{дг}'' + \vartheta_{к}''}{2}$	°С	600
Средняя температура воды в котле	t_B	по паспорту	°С	95
Температурный напор на входе во 2-й ход	Δt_6	$\Delta t_6 = \vartheta' - t_1$	°С	1095
Температурный напор на выходе из 2-го хода	Δt_M	$\Delta t_M = \vartheta'' - t_2$	°С	380
Средний температурный напор	Δt	$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M}}$	°С	675
Объемная доля водяных паров	r_{H_2O}	[таблица 4.4]	-	0,187
Суммарная объемная доля трехатомных газов и водяных паров	r_n	[таблица 4.4]	-	0,273
Скорость газов во 2 ходу	W	$\varpi = \frac{B \cdot V_{г} \cdot (\vartheta + 273)}{F \cdot 273}$	м/с	48,4
Коэффициент теплопроводности дымовых газов	λ	Принимается по методичке [6]	Вт/(м·К)	0,1253
Коэффициент кинематической вязкости дымовых газов	ν	Принимается по методичке [6]	м ² /с	0,000211
Критерий Pr	Pr	Принимается по методичке [6]	-	0,56
Коэффициент теплоотдачи конвекцией	$\alpha_{m,к}$	$\alpha_k^T = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\varpi d}{\nu} \right)^{0,8} \times Pr^{0,4}$	Вт/(м ² ·К)	72,6

Окончание таблицы 4.8

1	2	3	4	5
Коэффициент ослабления лучей трехатомными газами	$k_2 r_n$	$k_{\Gamma}^o r_{\Pi} = \left(\frac{7,8 + 16r_{H_2O}}{\sqrt{10 p r_{\Pi} s_T}} - 1 \right) \times \left(1 - 0,37 \cdot 10^{-3} \cdot T_{\Gamma}'' \right) \cdot r_{\Pi}$	1/м · МПа	18,6
Эфф-ная толщина излучающего слоя	S	$S = 0,9 \cdot d$	м	0,054
Температура загрязнения стенки	t_3	$t_3 = t_s + \Delta t_3$	°С	117,5
Давление во 2 ходу	P	задается	-	0,1
Степень черноты	a	$a = 1 - e^{-kps}$	-	0,096
Коэффициент теплоотдачи излучением	$\alpha_{л}$	$\alpha_{л} = a_{н} \cdot a \cdot C_{\Gamma}$	Вт/(м ² · К)	19,98
Коэффициент тепловой эфф-сти поверхности нагрева	Ψ	Техническая характеристика, [6]	-	0,75
Коэффициент теплопередачи	k	$k = \psi \cdot (\alpha_k + \alpha_{л})$	Вт/(м ² · К)	69,4
Расчет уравнения теплопередачи	Q_m	$Q_{\Gamma} = \frac{k \cdot \Delta t \cdot H}{(B \cdot 10^3)}$	кДж/м ³	14206,6
Невязка теплового расчета 2 - го хода	ΔQ	$\Delta Q = \frac{(Q_6 - Q_{\Gamma}) \cdot 100}{Q_{\Gamma}}$	%	0,07

В результате расчета температура дымовых газов на выходе из дымогарных труб 2-го хода составила 450°С. Погрешность расчета составила 0,07%, что является допустимым значением.

4.2.6 Расчет дымогарных труб 3-го хода котла «Valdex Series M3A»

Расчет дымогарных труб 3-го хода водогрейного котла осуществляется аналогично расчету дымогарных труб 2-го хода. Этапы и результаты расчета приведены в таблице 4.9.

Таблица 4.9 – Расчет дымогарных труб третьего хода дымовых газов

Наименование	Обозначение	Формула или обоснование	Размерность	Расчет
1	2	3	4	5
Внутренний диаметр труб	d_B	по конструктивным размерам	м	0,0603
Длина труб	L	по конструктивным размерам	м	3,55
Количество труб	n	по конструктивным размерам	-	40
Среднее сечение для прохода газов	F	$F = \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \cdot n$	$м^2$	0,11
Поверхность нагрева пучка труб	H_{II}	$H_{II} = \pi dLn$	$м^2$	26,80
Температура дымовых газов на входе в дымогарные трубы 3 хода	g'_3	принимаем	$^{\circ}C$	450
Энтальпия газов на входе в 3 ход	I'_3	[таблица 4.5]	кДж/м ³	7501,9
Температура дымовых газов на выходе из дымогарных труб 3 хода	g''_3	задается предварительно	$^{\circ}C$	152
Энтальпия газов на выходе	I''_3	[таблица 4.5]	кДж/м ³	2446,04
Тепловосприятие нагреваемой среды по балансу	Q_6	$Q_6 = \phi \cdot (I'_{2x} - I''_{2x})$	кДж/м ³	4550,00
Средняя температура газов	g_{cp}	$g_{cp} = \frac{g''_{дт} + g''_к}{2}$	$^{\circ}C$	301,0
Средняя температура воды в котле	t_B	по паспорту	$^{\circ}C$	92,5
Температурный напор на входе в 3 –й ход	Δt_6	$\Delta t_6 = g'_1 - t_1$	$^{\circ}C$	345,0
Температурный напор на выходе из 3 – го хода	Δt_M	$\Delta t_M = g'' - t_2$	$^{\circ}C$	82,0

Окончание таблицы 4.9

1	2	3	4	5
Коэффициент теплопередачи	k	$k = \psi \cdot (\alpha_k + \alpha_l)$	Вт/(м ² ·К)	80,5
Расчет уравнения теплопередачи	Q_m	$Q_T = \frac{k \cdot \Delta t \cdot H}{(B \cdot 10^3)}$	кДж/м ³	4503,5
Невязка теплового расчета 3 - го хода	ΔQ	$\Delta Q = \frac{(Q_6 - Q_T) \cdot 100}{Q_T}$	%	1,02

В результате расчета температура дымовых газов на выходе из дымогарных труб 3-го хода составила 152°С. Погрешность расчета составила 1,3%, что является допустимым значением.

4.2.7 Поверочный тепловой баланс

В результате поверочного расчета водогрейного жаротрубного котельного агрегата были определены его параметры. В заключение теплового расчета котла необходимо составить вновь тепловой баланс. Тепловой баланс котельного агрегата показывает равенство между поступающим в котел количеством теплоты и его расходом. На основании теплового баланса котельного агрегата определяют расход топлива и вычисляют коэффициент полезного действия.

Тепловой баланс, кДж/м³, составляется по уравнению, (4.2.8):

$$\frac{Q_p^r \cdot \eta}{100} = (Q_m + Q_{2x} + Q_{3x}), \quad (4.2.8)$$

где $Q_m, Q_{n.k}, Q_{2x}, Q_{3x}$ – количество теплоты (балансовое), переданное в топке, во втором и третьем пучках дымогарных труб), кДж/м³.

$$\frac{35722,16 \cdot 92,66}{100} = (15067,04 + 14206,6 + 4503,5)$$

$$33100 = 33777$$

$$\Delta Q = 2\%$$

Для наглядности основные параметры и результаты теплового расчета котла «Valdex Series M3A» представлены в сводной таблице 4.10.

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

Таблица 4.13 – Свойства воды в зависимости от температуры контура отопления

Параметр	Обозначение	Значение		Ед. измерения
		$t_1^{сп} = 82,5$ °C	$t_2^{сп} = 92,5$ °C	
Плотность	ρ	970,200	963,600	кг/м ³
Удельная теплоёмкость	c	4,210	4,210	кДж/(кг·°C)
Коэффициент теплопроводности	λ	0,676	0,681	Вт/(м·K)
Кинематическая вязкость	ν	0,316	0,318	10 ⁻⁶ м ² /с

Для начала проведем тепловой расчет пластинчатого теплообменного аппарата для системы ГВС. По аналогии выполним расчет для системы отопления жилого комплекса.

4.3.1 Тепловой расчет теплообменника ГВС

Количество тепла, необходимое для нагрева сетевой воды, (4.3.1):

$$Q = G_1 \cdot c_1 \cdot (t_1'' - t_1'), \quad (4.3.1)$$

$$Q = 2,175 \cdot 4200 \cdot (60 - 5) = 0,5 \cdot 10^6 \text{ Вт.}$$

Массовый расход греющей воды, (4.3.2):

$$G_2 = \frac{Q}{c_2 \cdot (t_2' - t_2'')}, \quad (4.3.2)$$

$$G_2 = \frac{0,5 \cdot 10^6}{4200 \cdot (85 - 70)} = 7,94 \text{ кг/с.}$$

Объемный расход греющей воды, (4.3.3):

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2}, \quad (4.3.3)$$

$$V_2 = \frac{7,94}{973,3} = 0,0082 \text{ м}^3/\text{с.}$$

Схема потоков:

$$85^\circ\text{C} \rightarrow 70^\circ\text{C}$$

$$60^\circ\text{C} \leftarrow 5^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\delta} = (70 - 5) = 65 \text{ }^{\circ}\text{C},$$

$$\Delta t_{\text{м}} = (85 - 60) = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Средний температурный напор, (4.3.4):

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\text{м}}}{2,3 \cdot \lg \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\text{м}}}}, \quad (4.3.4)$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{65 - 25}{2,3 \cdot \lg \frac{65}{25}} = 42,1 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Для определения скорости движения сетевой воды в каналах принимаем:

- коэффициент теплоотдачи $\alpha_1 = 3500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^{\circ}\text{C})$;
- коэффициент общего гидравлического сопротивления $\xi_1 = 3,4$;
- средняя температура стенки $t_{\text{см}}^{\text{cp}} = \frac{t_1^{\text{cp}} + t_2^{\text{cp}}}{2} = \frac{32,5 + 77,5}{2} = 55 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Скорость движения сетевой воды в каналах теплообменника, (4.3.5):

$$w_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_1 \cdot (t_{\text{см}}^{\text{cp}} - t_1^{\text{cp}}) \cdot \Delta p_1}{c_1 \cdot (t_1^{\text{в}} - t_1^{\text{н}}) \cdot \rho_1^2 \cdot \xi_1}}, \quad (4.3.5)$$

$$w_1 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{3500 \cdot (55 - 32,5) \cdot 10000}{4170 \cdot (60 - 5) \cdot 994,85^2 \cdot 3,4}} = 0,201 \text{ м/с}.$$

Критерий Рейнольдса для потока сетевой воды, (4.3.6):

$$\text{Re}_1 = \frac{w_1 \cdot d_{\text{в}}}{\nu_1}, \quad (4.3.6)$$

$$\text{Re}_1 = \frac{0,201 \cdot 0,008}{0,769 \cdot 10^{-6}} = 2091.$$

Проверка принятого значения коэффициента, (4.3.7):

$$\xi_1 = \frac{22,4}{\text{Re}_1^{0,25}}, \quad (4.3.7)$$

$$\xi_1 = \frac{22,4}{2091^{0,25}} = 3,31.$$

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		33

Расчетное значение отличается от принятого значения на незначительную величину, считаем расчет верным.

Критерий Прандтля для потока сетевой воды, (4.3.8):

$$Pr_1 = \frac{c_1 \cdot g_1 \cdot \rho_1}{\lambda_1}, \quad (4.3.8)$$

$$Pr_1 = \frac{4170 \cdot 0,769 \cdot 10^{-6} \cdot 994,85}{0,622} = 5,129.$$

Свойства воды при средней температуре стенки приведены в таблице 4.14.

Таблица 4.14 – Свойства воды при средней температуре стенки

Параметр	Обозначение	Значение при $t_{cm}^{cp} = 55, ^\circ C$	Ед. измерения
Плотность	ρ_{cm}	985,700	кг/м ³
Удельная теплоёмкость	c_{cm}	4,181	кДж/(кг·°C)
Коэффициент теплопроводности	λ_{cm}	0,654	Вт/(м·К)
Кинематическая вязкость	ν_{cm}	0,517	10 ⁻⁶ м ² /с

Критерий Прандтля при температуре стенки, (4.3.9):

$$Pr_{cm} = \frac{c_{cm} \cdot g_{cm} \cdot \rho_{cm}}{\lambda_{cm}}, \quad (4.3.9)$$

$$Pr_{cm} = \frac{4181 \cdot 0,517 \cdot 10^{-6} \cdot 985,7}{0,654} = 3,26.$$

Критерий Нуссельта со стороны сетевой воды, (4.3.10):

$$Nu_1 = 0,135 \cdot Re_1^{0,73} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (4.3.10)$$

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 2091^{0,73} \cdot 5,129^{0,43} \cdot \left(\frac{5,129}{3,26} \right)^{0,25} = 81.$$

Коэффициент теплоотдачи от нагреваемого теплоносителя к стенке по полученному значению критерия Нуссельта, (4.3.11):

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_s}, \quad (4.3.11)$$

$$\alpha_1 = \frac{81 \cdot 0,622}{0,008} = 6297,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

Аналогично определяется рациональная скорость движения греющего теплоносителя в каналах теплообменника. Для расчета скорости w_2 принимаем:

- коэффициент теплоотдачи $\alpha_2 = 2500 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С})$;
- коэффициент общего гидравлического сопротивления $\xi_1 = 2,7$.

Скорость движения, (4.3.12):

$$w_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\alpha_2 \cdot (t_{cm}^{cp} - t_2^{cp}) \cdot \Delta p_2}{c_2 \cdot (t_2^* - t_2') \cdot \rho_2^2 \cdot \xi_2}}, \quad (4.3.12)$$

$$w_2 = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{2500 \cdot (55 - 77,5) \cdot 10000}{4190 \cdot (85 - 70) \cdot 973,3^2 \cdot 2,7}} = 0,3 \text{ м/с}.$$

Критерий Рейнольдса для потока котловой воды, (4.3.13):

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_3}{\nu_2}, \quad (4.3.13)$$

$$\text{Re}_2 = \frac{0,3 \cdot 0,008}{0,376 \cdot 10^{-6}} = 6460,3.$$

Проверка принятого значения коэффициента общего гидравлического сопротивления, (4.3.14):

$$\xi_2 = \frac{22,4}{\text{Re}_2^{0,25}}, \quad (4.3.14)$$

$$\xi_2 = \frac{22,4}{6460,3^{0,25}} = 2,5.$$

Расчетное значение отличается от принятого значения на незначительную величину, считаем расчет верным.

Критерий Прандтля для потока котловой воды, (4.3.15):

$$\text{Pr}_2 = \frac{c_2 \cdot \vartheta_2 \cdot \rho_2}{\lambda_2}, \quad (4.3.15)$$

$$\text{Pr}_2 = \frac{4190 \cdot 0,376 \cdot 10^{-6} \cdot 973,3}{0,673} = 2,28.$$

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		35

Критерий Нуссельта со стороны котловой воды, (4.3.16):

$$Nu_2 = 0,135 \cdot Re_2^{0,73} \cdot Pr_2^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{cm}} \right)^{0,25}, \quad (4.3.16)$$

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 6460,3^{0,73} \cdot 2,28^{0,43} \cdot \left(\frac{2,28}{3,26} \right)^{0,25} = 106,4.$$

Коэффициент теплоотдачи от нагревающего теплоносителя к стенке по полученному значению критерия Нуссельта, (4.3.17):

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_s}, \quad (4.3.17)$$

$$\alpha_2 = \frac{106,4 \cdot 0,673}{0,008} = 8951 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Термическое сопротивление стенки пластины и загрязнений на ней определяется в следующем порядке:

а) термическое сопротивление загрязнений на стенке по стороне сетевой воды:

$$R_{31} = 0,00025 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}.$$

б) термическое сопротивление стенки из стали марки AISI316 при толщине стенки $\delta_{cm} = 0,5 \text{ мм}$, (4.3.18):

$$R_{cm} = \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}, \quad (4.3.18)$$

$$R_{cm} = \frac{0,0005}{15,9} = 0,000031 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}.$$

в) термическое сопротивление загрязнений на стенке по стороне нагреваемого теплоносителя:

$$R_{32} = 0,00023 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}.$$

Коэффициент теплопередачи, (4.3.19):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{31} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + R_{32} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (4.3.19)$$

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$k = \frac{1}{\frac{1}{6297,8} + 0,00025 + 0,000031 + 0,00023 + \frac{1}{8951}} = 1279,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°С}).$$

Общая поверхность теплопередачи аппарата, (4.3.20):

$$F_a = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}, \quad (4.3.20)$$

$$F_a = \frac{0,5 \cdot 10^6}{1279,6 \cdot 42,1} = 9,28 \text{ м}^2.$$

Ближайшая стандартная поверхность по ГОСТ 15518-87, [24]:

$$F_a = 10 \text{ м}^2.$$

4.3.2 Компоновочный расчет

Компоновочный расчет позволяет определить количество ходов теплообменника. Для начала определим площади поперечных сечений пакетов.

а) по стороне сетевой воды, (4.3.21):

$$f_{n1} = \frac{V_1}{w_1}, \quad (4.3.21)$$

$$f_{n1} = \frac{0,0217}{0,201} = 0,108 \text{ м}^2.$$

б) по стороне котловой воды, (4.3.22):

$$f_{n2} = \frac{V_2}{w_2}, \quad (4.3.22)$$

$$f_{n2} = \frac{0,0082}{0,3} = 0,027.$$

Число каналов в одном пакете:

а) для сетевой воды, (4.3.23):

$$m_1 = \frac{f_{n1}}{f_1}, \quad (4.3.23)$$

$$m_1 = \frac{0,108}{0,0032} = 33,75.$$

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

Принимаем $m_1=34$.

б) для котловой воды, (4.3.24):

$$m_2 = \frac{f_{n_2}}{f_2}, \quad (4.3.24)$$

$$m_2 = \frac{0,027}{0,0032} = 8,43.$$

Принимаем $m_2=9$.

Число пластин в одном пакете:

а) для сетевой воды, (4.3.25):

$$n_1 = 2 \cdot m_1, \quad (4.3.25)$$

$$n_1 = 2 \cdot 34 = 68.$$

б) для котловой воды, (4.3.26):

$$n_2 = 2 \cdot m_2, \quad (4.3.26)$$

$$n_2 = 2 \cdot 9 = 18.$$

Поверхность теплообмена одного пакета при полученном числе пластин:

а) для сетевой воды, (4.3.27):

$$F_{n_1} = F_1 \cdot n_1, \quad (4.3.27)$$

$$F_{n_1} = 0,1414 \cdot 68 = 9,61 \text{ м}^2.$$

б) для котловой воды, (4.3.28):

$$F_{n_2} = F_2 \cdot n_2, \quad (4.3.28)$$

$$F_{n_2} = 0,1414 \cdot 18 = 2,55 \text{ м}^2.$$

Число пакетов в аппарате для сетевой воды, (4.3.29):

$$X_1 = \frac{F_a}{F_{n_1}}, \quad (4.3.29)$$

$$X_1 = \frac{10}{9,61} = 1,04.$$

					<i>13.03.01.2020.204.04 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

Принимаем $X_1=1$. Округление до 2 приведет к увеличению скорости и превышению напора. Для удобства в эксплуатации принимаем симметричную компоновку. При выборе количества ходов более одного возникает необходимость в установке специальных патрубков для дренажа. Данные патрубки необходимо использовать в случае ремонтных работ.

Число пластин в аппарате с учетом наличия концевых пластин, (4.3.30):

$$n_a = \frac{F_a + 2 \cdot F_1}{F_1}, \quad (4.3.30)$$

$$n_a = \frac{10 + 2 \cdot 0,1414}{0,1414} = 73.$$

Схема компоновки пластин в аппарате может быть принята такой:

$$C = \frac{36}{36}.$$

Фактическая площадь поперечного сечения каналов в пакетах для обеих сред составит, (4.3.31):

$$f_n = m \cdot f_1, \quad (4.3.31)$$

$$f_n = 36 \cdot 0,0032 = 0,115 \text{ м}^2.$$

Фактическая скорость движения греющего и нагреваемого теплоносителей в каналах после уточнения, (4.3.32) и (4.3.33):

$$w_1 = \frac{V_1}{f_n}, \quad (4.3.32)$$

$$w_1 = \frac{0,0217}{0,115} = 0,189 \text{ м/с}.$$

$$w_2 = \frac{V_2}{f_n}, \quad (4.3.33)$$

$$w_1 = \frac{0,0082}{0,115} = 0,071 \text{ м/с}.$$

Критерий Рейнольдса при новом значении скорости для сетевого контура:

$$Re_1 = \frac{0,189 \cdot 0,008}{0,769 \cdot 10^{-6}} = 1966,1.$$

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Критерий Рейнольдса при новом значении скорости для котлового контура:

$$Re_2 = \frac{0,071 \cdot 0,008}{0,376 \cdot 10^{-6}} = 1510,6.$$

Критерий Нуссельта при новом значении скорости для сетевого контура:

$$Nu_1 = 0,135 \cdot 1966,1^{0,73} \cdot 5,129^{0,43} \cdot \left(\frac{5,129}{3,26}\right)^{0,25} = 77,48,$$

Критерий Нуссельта при новом значении скорости для котлового контура:

$$Nu_2 = 0,135 \cdot 1510,6^{0,73} \cdot 2,28^{0,43} \cdot \left(\frac{2,28}{3,26}\right)^{0,25} = 36,83.$$

Уточненные значения коэффициентов теплоотдачи:

$$\alpha_1 = \frac{77,48 \cdot 0,622}{0,008} = 6024 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}),$$

$$\alpha_2 = \frac{36,83 \cdot 0,673}{0,008} = 3098,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Фактический коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{6024} + 0,00025 + 0,000031 + 0,00023 + \frac{1}{3098,3}} = 1000,24 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Поверхность теплопередачи после уточнения:

$$F_a = \frac{0,5 \cdot 10^6}{1000,24 \cdot 41,2} = 12,1 \text{ м}^2.$$

Принимаем ближайшую стандартную поверхность:

$$F_a = 12,5 \text{ м}^2.$$

Выбранная по ГОСТу 15518-87 поверхность $F_a = 12,5 \text{ м}^2$ достаточная для заданных условий. Исходя из теплового и компоновочного расчетов, по необходимой площади поверхности теплообмена подбирается пластинчатый теплообмен-

					<i>13.03.01.2020.204.04 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

ный аппарат «БРАНТ» ТПР19SP-115TK-Y-05-16. Теплообменник имеет вид, представленный на рисунке 4.1.



Рисунок 4.1 – Теплообменник пластинчатый «БРАНТ»

Тепловая энергия от более нагретой среды к более холодной передается через тонкие металлические гофрированные пластины. Пластины, стянутые в пакет, образуют каналы, где протекают рабочие среды, между которыми происходит обмен тепловой энергией. Горячие и холодные каналы чередуются друг с другом. Герметичность каналов и распределение теплоносителей по каналам обеспечивается с помощью резиновых уплотнений, расположенных по периметру пластины. Течение рабочих сред проходит в противотоке [8].

Аналогично выполняем подбор для системы отопления. Полученные данные сведем в таблицу 4.15.

Таблица 4.15 – Расчет пластинчатого теплообменника контура отопления

Рассчитываемая величина	Обозначение	Значение	Единицы измерения
1	2	3	4
Количество тепла для нагрева сетевой воды	Q	$1,3 \cdot 10^6$	Вт
Массовый расход греющей воды	G_2	12,386	кг/с
Объемный расход греющей воды	V_2	0,0128	м ³ /с
Средний температурный напор	$\Delta \bar{t}$	10	°С
Средняя температура стенки	t_{cm}^{cp}	87,5	°С
Скорость движения сетевой воды в каналах	w_1	0,17	м/с
Критерий Рейнольдса для потока сетевой воды	Re_1	4342,5	-
Коэффициент гидравлического сопротивления	ξ_1	2,76	-
Критерий Прандтля для потока сетевой воды	Pr_1	1,9	-
Критерий Прандтля при температуре стенки	$Pr_{ст}$	2,01	-
Критерий Нуссельта со стороны сетевой воды	Nu_1	79,6	-

Окончание таблицы 4.15

1	2	3	4
Коэффициент теплоотдачи для котлового контура	α_2	4577,6	Вт/(м ² ·°С)
Фактический коэффициент теплопередачи	k	1049,2	Вт/(м ² ·°С)
Поверхность теплопередачи после уточнения	F_a	124	м ²
Стандартная поверхность по ГОСТ 15518-87 [24]	F_a	125	м ²

Поверхности теплопередачи, принятой исходя из теплового расчета, недостаточно, т.к. фактическая скорость теплоносителей значительно меньше. Скорость теплоносителей уменьшилась по причине увеличения каналов с целью принять односторонней симметричный теплообменный аппарат. Соответственно принимаем по конструктивному расчету поверхность теплопередачи 125 м². Выбираем пластинчатый теплообменный аппарат «БРАНТ» ТПР19SH-127TKTL69-Y-05-16.

4.4 Насосное оборудование

Насос является важным элементом водяной инженерной системы здания. Его работа полностью взаимосвязана со всем оборудованием системы, в том числе и запорно-регулирующей арматурой. От их совместной работы зависит эффективность функционирования всей системы.

Согласно директиве EnEV по экономии электроэнергии [25], вступившей в действие с 01.02.2002 г., насосы, устанавливаемые в циркуляционных контурах систем отопления с котлами мощностью более 25 кВт, должны иметь не менее трех ступеней регулирования скорости вращения и обеспечивать потребление электроэнергии в точном соответствии с теплотерями здания, обусловленными наружной температурой воздуха.

Системы отопления должны иметь не менее двух циркуляционных насосов, соединенных параллельно, либо один сдвоенный насос. Один из этих насосов является резервным. Автоматическое регулирование насосами осуществляют частотными преобразователями. У небольших насосов они расположены на корпусе. У больших - выполнены в виде отдельных блоков.

Расчет насосов произведен по методике, приведенной в учебнике «Насосы и насосные станции» [9].

Выполним подбор циркуляционного насоса для системы отопления завода.

Расход теплоносителя на систему отопления определяется по формуле (4.4.1):

$$G_{om1} = \frac{Q_{om}}{c \cdot (t_{11} - t_{21}) \cdot \rho}, \quad (4.4.1)$$

где Q_{om} – тепловая нагрузка на отопление;

$\rho = 1000$ кг/м³ – плотность воды;

$t_{11} = 95$ °С – температура воды в подающем трубопроводе;

									Лист
									43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2020.204.04 ПЗ

$t_{21} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура воды в обратном трубопроводе;

$c = 1 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C}}$ – удельная теплоемкость воды.

$$G_{om1} = \frac{8,59 \cdot 10^9}{10^3 \cdot (95 - 70) \cdot 1000} = 343,6 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Поддача насоса определяется по формуле (4.4.2):

$$G = 1,1 \cdot G_{om1}, \quad (4.4.2)$$

$$G = 1,1 \cdot 343,6 = 377,96 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Напор насоса определяется по формуле (4.4.3):

$$H_{нас} = \Delta H_{с.о.} + \Delta H_{вн.к.}, \quad (4.4.3)$$

где $\Delta H_{с.о.}$ – потери напора в системе отопления, м.в.ст.;

$\Delta H_{вн.к.}$ – потери напора во внутреннем контуре БТП, м.в.ст.

$$H_{нас} = 5,71 + 30 = 35,71 \text{ м.в.ст.}$$

По этим параметрам выбрано два основных и один резервный насосы Grundfos марки NB 80-160/177, характеристика которых представлена на рисунке 4.2.

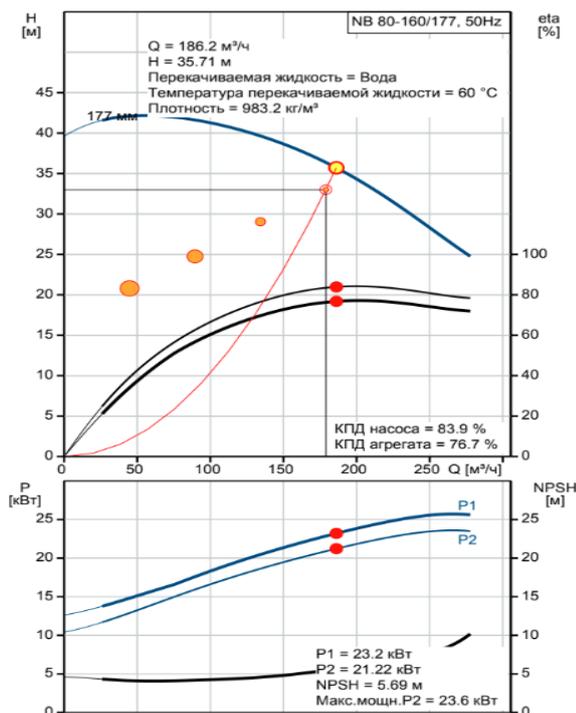


Рисунок 4.2 – Характеристики насоса Grundfos NB 80-160/177

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.03.01.2020.204.04 ПЗ

Лист

44

Рабочие параметры одного насоса:

- Производительность $G = 188,98 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- Напор $H = 35,71 \text{ м}$;
- Потребляемая мощность $P = 30 \text{ кВт}$;
- Мотор трехфазного тока.

Выполним подбор циркуляционного насоса на отопление жилого микрорайона для наружного контура. Расход теплоносителя на систему отопления определяется по формуле (4.4.4):

$$G_{\text{от2н.к.}} = \frac{Q_{\text{от2н.к.}}}{c \cdot (t_{11} - t_{21}) \cdot \rho}, \quad (4.4.4)$$

где $Q_{\text{от2н.к.}} = 1,12 \text{ Гкал/ч}$ – тепловая нагрузка на отопление;

$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность воды;

$t_{11} = 105^\circ\text{C}$ – температура воды в подающем трубопроводе;

$t_{21} = 80^\circ\text{C}$ – температура воды в обратном трубопроводе;

$c = 1 \frac{\text{ккал}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$ – удельная теплоемкость воды.

$$G_{\text{от2н.к.}} = \frac{1,12 \cdot 10^9}{10^3 \cdot (105 - 80) \cdot 100} = 44,8 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Подача насоса определяется по формуле (4.5.5):

$$G = 1,1 \cdot G_{\text{от2н.к.}}, \quad (4.4.5)$$

$$G = 1,1 \cdot 44,8 = 49,28 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Напор насоса определяется по формуле (4.4.6):

$$H_{\text{нас}} = \Delta H_{\text{с.о.}} + \Delta H_{\text{нар.к.}}, \quad (4.4.6)$$

где $\Delta H_{\text{с.о.}}$ – потери напора в котловом контуре, м.в.ст.;

$\Delta H_{\text{нар.к.}}$ – потери напора в наружном контуре БТП, м.в.ст.

$$H_{\text{нас}} = 5,07 + 12 = 17,07 \text{ м.в.ст.}$$

По этим параметрам выбран один основной и один резервный насосы Grundfos марки TP 65-210/2 IE1, характеристика которых представлена на рисунке 4.3.

Рабочие параметры одного насоса:

- Производительность $G = 49,28 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- Напор $H = 17,07 \text{ м}$;

					<i>13.03.01.2020.204.04 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

- Потребляемая мощность $P = 3$ кВт;
- Мотор трехфазного тока.

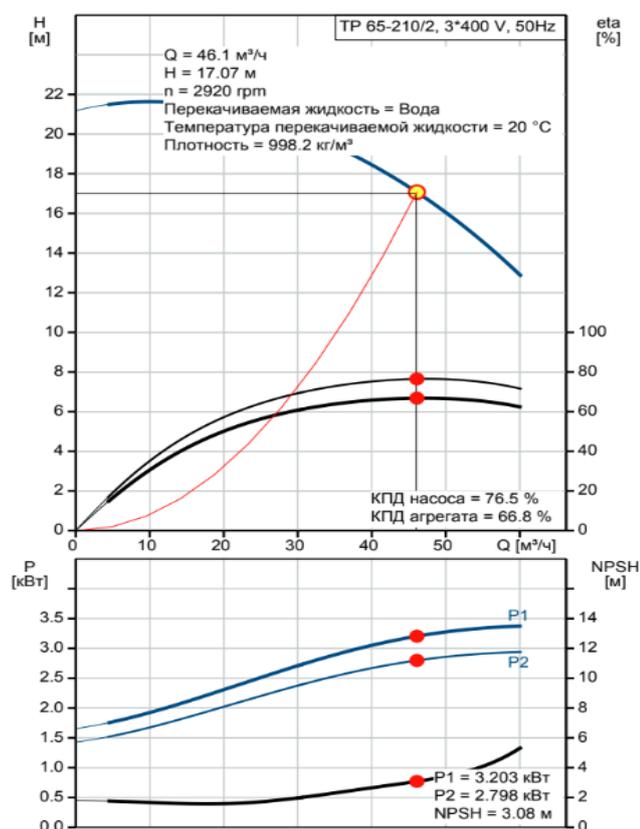


Рисунок 4.3 – Характеристики насоса Grundfos TP 65-210/2 IE1

Выполним подбор насосного оборудования для внутреннего контура. Расход теплоносителя на систему отопления определяется по формуле (4.4.7):

$$G_{от2в.к.} = \frac{Q_{от2в.к.}}{c \cdot (t_{11} - t_{21}) \cdot \rho}, \quad (4.4.7)$$

где $Q_{от2в.к.} = 1,12$ Гкал/ч – тепловая нагрузка на отопление;

$t_{11} = 95$ °С – температура воды в подающем трубопроводе;

$t_{21} = 70$ °С – температура воды в обратном трубопроводе.

$$G_{от2в.к.} = \frac{1,12 \cdot 10^9}{10^3 \cdot (95 - 70) \cdot 100} = 44,8 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Подача насоса определяется по формуле (4.4.8):

$$G = 1,1 \cdot G_{от2в.к.}, \quad (4.4.8)$$

$$G = 1,1 \cdot 44,8 = 49,28 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

где $Q_{ГВСн.к.} = 0,43$ Гкал/ч – тепловая нагрузка на ГВС;

$t_{ГВС} = 85$ °С – температура горячей воды;

$t_{ХВС} = 70$ °С – температура холодной воды.

$$G_{ГВСн.к.} = \frac{0,43 \cdot 10^9}{10^3 \cdot (85 - 70) \cdot 1000} = 28,67 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Подача насоса определяется по формуле (4.4.11):

$$G = 1,1 \cdot G_{ГВСн.к.}, \quad (4.4.11)$$

$$G = 1,1 \cdot 28,67 = 31,54 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Напор насоса определяется по формуле (4.4.12):

$$H_{нас} = \Delta H_{ГВС} + \Delta H_{нар.к.}, \quad (4.4.12)$$

где $\Delta H_{ГВС}$ – потери напора в котловом контуре, м.в.ст.;

$\Delta H_{нар.к.}$ – потери напора в наружном контуре БТП, м.в.ст.

$$H_{нас} = 5,07 + 12 = 17,07 \text{ м.в.ст.}$$

По этим параметрам выбран один основной и один резервный насосы Grundfos марки TP 65-210/2 IE1, характеристика которых представлена на рисунке 4.5.

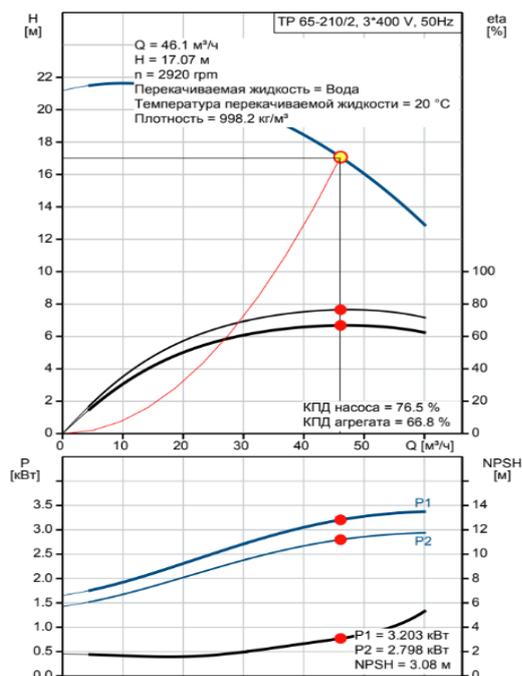


Рисунок 4.5 – Характеристики насоса TP 65-210/2 IE1

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Рабочие параметры одного насоса:

- Производительность $G = 31,54 \text{ м}^3/\text{ч}$;
- Напор $H = 17,07 \text{ м}$;
- Потребляемая мощность $P = 3 \text{ кВт}$;
- Мотор трехфазного тока.

Все подобранные насосы являются циркуляционными одноступенчатыми центробежными. Всасывающий и напорный патрубки имеют одинаковые диаметры. Насосы оснащены асинхронным электродвигателем с воздушным охлаждением. Валы насоса и электродвигателя жестко соединены между собой посредством муфты. Уплотнение вала насоса – торцевое одинарное. Конструкция насоса позволяет снять головную часть насоса (двигатель, фонарь и рабочее колесо) для технического или сервисного обслуживания без полного демонтажа насоса с трубопровода [9].

Внешний вид насоса представлен на рисунке 4.6.



Рисунок 4.6 – Циркуляционный насос Grundfos TP

4.5 Химводочистка

Чтобы обезопасить тепловую систему от химических загрязнений в энергоцентре устанавливается система химводоподготовки. Подпитка и заполнение контура котельных агрегатов и тепловой сети осуществляется от водопровода холодной воды. Соответственно возможно загрязнение такими химическими веществами, как кальций и магний.

Для удаления солей жесткости из воды применен автоматический фильтр-умягчитель непрерывного действия WS1TT S1465TMI-300 фирмы «Water Technics». Установка состоит из 2-х корпусов натрий-катионитовых фильтров, автоматического блока управления, дренажно-распределительной системы, поддерживающего слоя гравия и бака для приготовления регенерационного раствора [26]. Умягчение воды основано на обмене ионов солей жесткости на ионы натрия при прохождении воды через слой ионообменной смолы.

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

После выработки обменной емкости фильтра запускается процесс регенерации, в процессе которого осажденные соединения вымываются в дренаж и восстанавливается ионообменная способность.

Для стабилизационной обработки воды, используемой в системе теплоснабжения, с целью предотвращения процесса отложения минеральных солей на поверхностях трубопроводов и теплообменного оборудования, а также разрушения уже образовавшихся отложений применяется дозирование комплексный ингибитор. Дозирование ингибитора выполняется цифровым дозирующим насосом.

Внешний вид системы водоподготовки представлен на рисунке 4.7



Рисунок 4.7 – Автоматический фильтр-умягчитель непрерывного действия WS1TT S1465TMI-300 фирмы «Water Technics»

5 НАУЧНАЯ ЧАСТЬ. ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ ПРЕДПРИЯТИЯ

Общество с ограниченной ответственностью «Гусь-Хрустальный стекольный завод» - один из лидеров в производстве стеклоизделий [3]. Предприятие активно развивается и руководство заинтересовано в совершенствовании всех систем завода для повышения производственной и экономической эффективности.

Одной из важных систем на любом предприятии является система теплоснабжения. Предприятие «Гусь-Хрустальный стекольный завод» подключено к центральному теплоснабжению без автоматического регулирования параметров теплоносителя [4]. Из-за изношенности центральных тепловых сетей возросло количество аварий и перебоев с поставкой тепловой энергии. Потери тепла превышают нормативные значения. Также с ростом выпускаемой продукции и расширением завода тепловые нагрузки увеличились, и остро встала проблема невозможности обеспечить требуемые параметры центральными тепловыми сетями.

Целью работы является повышение надежности, качества и экономичности системы теплоснабжения промышленного предприятия «ООО Гусь-Хрустальный стекольный завод». Для ее выполнения руководством предприятия поставлена задача разработать техническое решение по созданию новой системы теплоснабжения с переходом на децентрализованное теплоснабжение, а также применением водогрейных жаротрубных котлов и блочного теплового пункта наружного исполнения. Данное оборудование сможет обеспечить в требуемом количестве тепловой энергией само промышленное предприятие и жилой микрорайон в п. Анопино.

5.1 Способы повышения эффективности системы теплоснабжения

В статье «Децентрализованное теплоснабжение – альтернатива централизованному» [16] кандидатов технических наук Белорусского национального технического университета представлено, что эксплуатация тепловых сетей сопровождается неизбежными тепловыми потерями:

- от внешнего охлаждения – в размере 12-20% тепловой мощности, в то время как нормируемое значение составляет 5 %;
- с утечками теплоносителя – от 5 до 20 % расхода в сети, при нормируемом значении потерь с утечками – до 0,5 % от объема теплоносителя в системе теплоснабжения, с учетом объема местных систем, или 2 % от расхода сетевой воды [27].

Также в вышеуказанной статье проводилось экономическое сравнение применения централизованной и децентрализованной систем. В результате исследований, оказалось, что децентрализованная система теплоснабжения составляет серьезную конкуренцию централизованной системе и особенно это заметно при потерях в тепловых сетях более 5 % [27].

При использовании децентрализованного теплоснабжения отсутствие внешних распределительных сетей практически исключает непроизводительные поте-

									Лист
									51
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.204.04 ПЗ				

2. Меньшая масса, по сравнению с кожухотрубными;
3. Простота и удобство транспортировки, монтажа и обслуживания;
4. Ремонтпригодность;
5. В пластинчатом теплообменнике создается высокая турбулентность потока, которая в свою очередь обеспечивает высокий коэффициент теплоотдачи [30].

Важным преимуществом пластинчатых теплообменников является гофрированная поверхность пластины, благодаря которой возможно получить турбулентный поток при относительно небольших скоростях движения теплоносителя. Соответственно величина недогрева при расчетных режимах работы минимальна [8]

Имея столько преимуществ, пластинчатые теплообменные аппараты на сегодняшний день самые энергоэффективные и являются еще одним способом повысить эффективность системы теплоснабжения промышленного предприятия.

Важно отметить и еще один способ повысить эффективность системы теплоснабжения – применение частотного регулирования насосов. В научной статье «Выбор насосной станции для повышения давления» описываются преимущества данного способа регулирования. Самое главное преимущество, которое мы получим благодаря частотному регулированию – это возможность изменять скорость вращения вала насоса в зависимости от фактического потребления воды при обеспечении постоянного давления в системе, уровень которого задается (настраивается) потребителем. При этом достигается значительная экономия электроэнергии – из питающей сети потребляется мощность, необходимая для питания электродвигателя насоса именно при той скорости вращения вала, которая позволяет обеспечить фактический расход воды в системе в текущий момент времени [9].

Можно подвести итог, что переход на децентрализованное теплоснабжение, применение котлов и БТП наружного исполнения; применение регулирующей арматуры, пластинчатых теплообменных аппаратов, частотного регулирования и современных водогрейных котлов с высоким КПД дает значительное повышение эффективности системы теплоснабжения. На основе проведенного анализа было разработано техническое решение для системы теплоснабжения «ООО Гусь-Хрустальный стекольный завод» с учетом всех выше перечисленных преимуществ.

5.2 Описание разработанного технического решения системы теплоснабжения предприятия «ООО Гусь-Хрустальный стекольный завод» в п. Анопино

Заводом «БРАНТ» было предложено разработать блочный тепловой пункт наружного исполнения. Блочный тепловой пункт (БТП) применяется для подключения потребителей тепловой энергии в жилых, административных и производственных зданиях к тепловой сети или источнику теплоснабжения. БТП выполняет функции учета, регулирования, контроля параметров теплоносителя и распределения тепловой энергии по системам теплоснабжения [19]. В связи с требуемыми тепловыми нагрузками источником теплоснабжения приняты 4 водо-

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		53

грейных жаротрубных котла фирмы «Valdex-Energetica» номинальной тепловой мощностью 2900 кВт [18].

БТП имеет две системы отопления: система теплоснабжения предприятия и система теплоснабжения внешнего потребителя – жилого микрорайона.

Система теплоснабжения предприятия подключается по зависимой схеме с температурным графиком 95/70 градусов. Тепловая мощность контура – 10 МВт. В системе предусмотрено погодозависимое регулирование, которое осуществляется с помощью шкафа автоматического управления тепловым пунктом, датчиков температуры и трехходовых поворотных регулирующих клапанов ESBE 3F с электроприводом серии 95. Электроприводы регулирующих клапанов имеют трехпозиционное аналоговое управление. Сами клапаны подключены параллельно.

Система отопления включает в себя три циркуляционных одноступенчатых центробежных насоса Grundfos NB 80-160/177. Включение и отключение каждого насоса предусмотрено через устройство плавного пуска, которое обеспечивает отсутствие гидравлических ударов в системе и снижает пусковые токи электродвигателя. На всасывающей линии каждого насоса устанавливается реле давления КРІ 35 для защиты от сухого хода. Насосы работают по схеме: два рабочих и один резервный. Для контроля выхода насоса на режим установлено реле перепада давления для каждого насоса. В случае поломки насоса или не выходе его на режим, включается резервный насос.

В контуре предусмотрен технологический учет тепловой энергии на базе теплосчетчика Термотроник. На обратном трубопроводе из системы отопления установлен фильтр для фильтрации и очистки воды.

Система теплоснабжения жилого микрорайона подключается по независимой схеме с помощью разборного пластинчатого теплообменного аппарата производства «БРАНТ». Предусмотрено 100% резервирование теплообменника. Температурный график: 95 в подающем и 70 градусов в обратном трубопроводах [4]. Тепловая мощность контура – 1,3 МВт. В системе предусмотрено погодозависимое регулирование, которое осуществляется с помощью шкафа автоматического управления тепловым пунктом, датчиков температуры и трехходового поворотного регуливающего клапана ESBE 3F с электроприводом серии 95. Электропривод имеет трехпозиционное аналоговое управление.

Система отопления включает в себя циркуляционный одноступенчатый центробежный насос Grundfos TP 65-210/2 IE1 на греющем (наружном) контуре, который имеет резерв. На нагреваемом контуре установлен циркуляционный одноступенчатый центробежный насос Grundfos TP 65-410/2 IE1, который также имеет резерв. На всасывающей линии каждого насоса устанавливается реле давления КРІ 35 для защиты от сухого хода. Для контроля выхода насоса на режим установлено реле перепада давления для каждого насоса. В случае поломки насоса или не выходе его на режим, включается резервный насос.

В контуре предусмотрен коммерческий учет тепловой энергии на базе теплосчетчика Термотроник. На обратном трубопроводе из системы отопления установлен фильтр для фильтрации и очистки воды. Заполнение и поддержание дав-

										Лист
										54
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.204.04 ПЗ					

ления во внутреннем контуре осуществляется через линию подпитки. На линии подпитки установлен расходомер ВСХд – 20 и соленоидный клапан EV220B.

Блочный тепловой пункт предусматривает систему водоподготовки.

Система ГВС подключена по параллельной схеме с помощью разборного пластинчатого теплообменника завода «БРАНТ» ТПР14SP-35ТК-У-05-16. Предусмотрено 100% резервирование теплообменника. Температура в системе поддерживается 60 градусов. Поддержание температуры осуществляется с помощью регулирующего клапана ESBE 3F с электроприводом серии 94.

Система включает в себя циркуляционный одноступенчатый центробежный насос Grundfos TP 65-210/2 IE1. Насос имеет резерв. На всасывающей линии устанавливается реле давления КРІ 35 для защиты от сухого хода. Для контроля выхода насоса на режим установлено реле перепада давления.

В системе предусмотрена циркуляция горячего водоснабжения, обеспечивающая постоянную требуемую температуру у потребителя в независимости от водоразбора. Циркуляция обеспечивается многоступенчатыми повысительными центробежными циркуляционными насосами Grundfos CM 10-1. На всасывающей линии устанавливается реле давления КРІ 35 для защиты от сухого хода. На внутреннем контуре также устанавливаются фильтры для очистки нагреваемой среды.

Обеспечивается циркуляция за счет циркуляционного насоса Wilo TOP-Z 30/7. Перед насосом установлено реле давления КРІ 35 для защиты от сухого хода.

В ходе работы были проанализированы способы повышения эффективности систем теплоснабжения промышленных предприятий. На основе проведенного анализа было разработано современное техническое решение, удовлетворяющее федеральному закону об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности. Новизна заключается в разработке комплексного технического решения, которое объединяет современные энергоэффективные технологии и оборудование.

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		55

роприятий в области энергосбережения и повышения энергетической эффективности, который может быть использован в целях разработки региональных, муниципальных программ в области энергосбережения и повышения энергетической эффективности» [32], а именно:

1. Автоматизация систем отопления и ГВС. Установка системы регулирования теплоносителя по погодным условиям позволяет не только добиться поддержания оптимальных параметров микроклимата, не зависящих от внешних условий, но и позволяет экономить значительную часть тепловой энергии, особенно в межсезонный период.

2. Для тепловой изоляция трубопроводов применена защитно-покровная оболочка из современных материалов, в частности пенополиуретана, обеспечивающая снижение величин теплового потока, теряемого с нагретых поверхностей.

3. Повышение энергетической эффективности энергоцентра. Установка пластинчатых теплообменников, имеющих наивысшую эффективность, обеспечивает высокоэнергоэффективный процесс нагрева теплоносителя в соответствии с переменным теплогидравлическим режимом системы.

4. Установка частотного регулирования приводов насосов позволяет существенно экономить электрическую энергию и обеспечить эффективную работу насосов

5. Учет отпуска и потребления тепловой энергии позволяет наладить приборный учета тепловой энергии, без которого эффективность мероприятий, направленных на сбережение тепловой энергии, может быть оценена только с точки зрения улучшения комфортности в здании.

					<i>13.03.01.2020.204.04 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		57

7 АВТОМАТИЗАЦИЯ

Разработанное техническое решение энергоцентра, включающего в себя котельные агрегаты и блочный тепловой пункт, является полностью автоматизированным и не требует постоянного присутствия обслуживающего персонала. Принципиальная схема энергоцентра представлена на рисунке 7.1

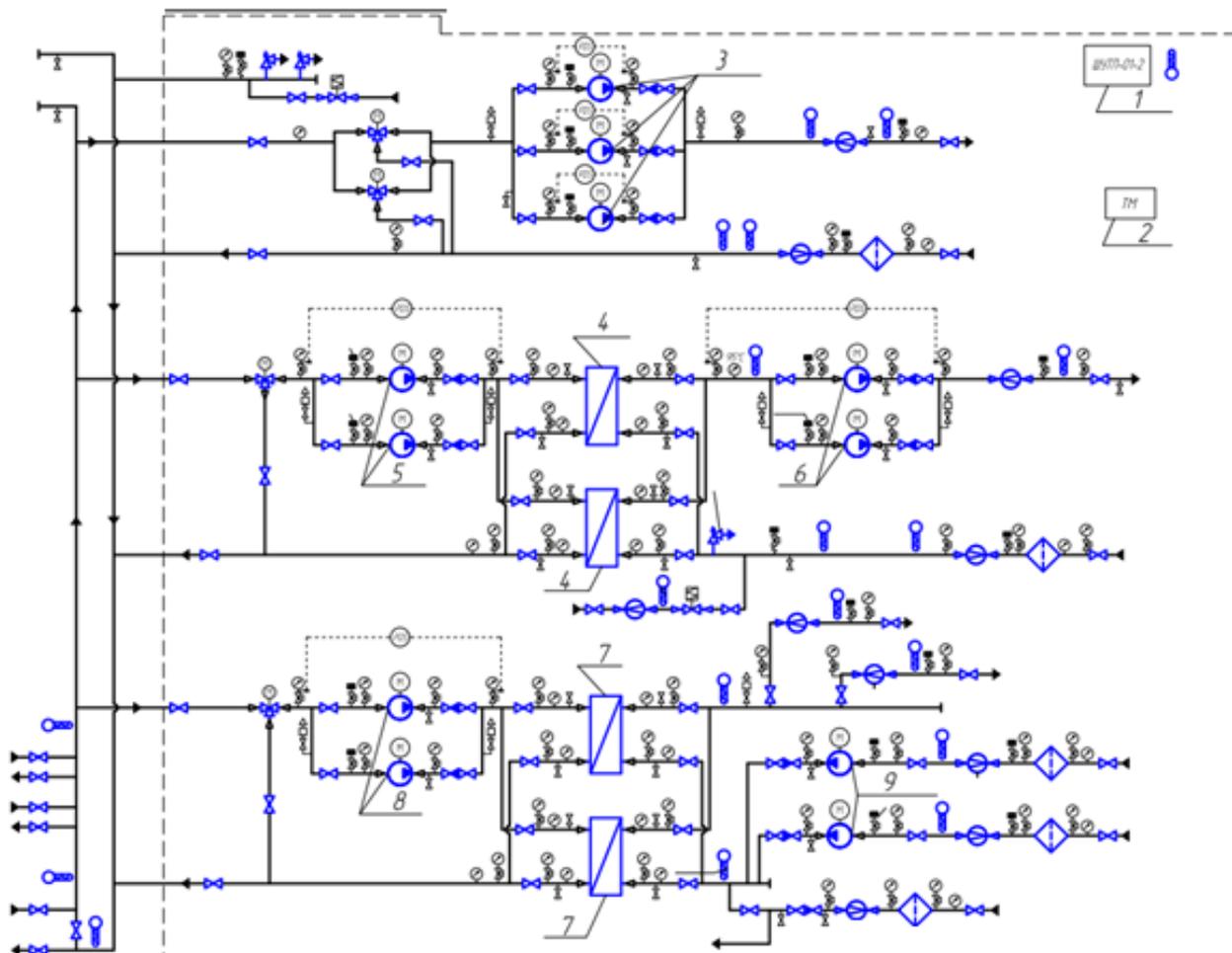


Рисунок 7.1 – Принципиальная схема энергоцентра предприятия:

1 – шкаф управления тепловым пунктом; 2 – шкаф учета тепла; 3 - циркуляционные насосы системы отопления завода; 4 – пластинчатый теплообменный аппарат системы отопления жилого комплекса; 5 – циркуляционные насосы котлового контура системы отопления жилого комплекса; 6 – циркуляционные насосы внутреннего контура системы отопления жилого комплекса; 7 – пластинчатый теплообменный аппарат системы ГВС; 8 – циркуляционные насосы котлового контура системы ГВС; 9 – циркуляционные насосы внутреннего контура системы ГВС.

Водогрейные котельные агрегаты являются источником теплоснабжения. Блочный тепловой пункт применяется для подключения потребителей тепловой энергии к источнику теплоснабжения. БТП выполняет функции распределения тепловой энергии по системам теплоснабжения, учета, регулирования и контроля параметров теплоносителя.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.03.01.2020.204.04 ПЗ

Лист

58

Пропускная способность полностью открытого клапана, (7.1):

$$K_{VS} = \frac{G_{ГВС}}{\sqrt{0,1 \cdot \Delta h_{\max}}}, \quad (7.1)$$

где $G_{ГВС}$ – максимальный расход теплоносителя контура ГВС;

Δh_{\max} – максимально допустимые потери давления на открытом клапане.

$$K_{VS} = \frac{29,58}{\sqrt{0,1 \cdot 3}} = 54 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

По полученному значению выбираем клапан регулирующий ESBE 3F DN-50, с пропускной способностью $K_{VS}=60,0 \text{ м}^3/\text{ч}$ в комплекте с электроприводом трехпозиционным 230В. Выполним проверку по подбору. Потери не должны превышать заданных 3 м.в.ст, а скорость должна быть не более 5 м/с для промышленных объектов и ЦТП, [37].

Потери давления на клапане, (7.2):

$$\Delta h = \frac{10 \cdot G_{ГВС}^2}{K_{VS}^2}, \quad (7.2)$$

$$\Delta h = \frac{10 \cdot 29,58^2}{60^2} = 2,43 \text{ м.в.ст.}$$

Скорость теплоносителя в сечении клапана, (7.3):

$$v = \frac{G_{ГВС}}{S_{\text{кл}}} = \frac{G_{ГВС} \cdot \pi \cdot d^2}{4}, \quad (7.3)$$

где $S_{\text{кл}}$ - площадь сечения клапана, м²;

d – диаметр клапана.

Преобразуем формулу (7.3) для следующих единиц измерений: расход в м³/ч, диаметр – в мм, получим формулу (7.4).

$$v = \frac{353 \cdot G_{ГВС}}{d^2}, \quad (7.4)$$

$$v = \frac{353 \cdot 29,58}{50^2} = 4,17 \text{ м/с}.$$

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
						62
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Аналогично выполним подбор регулирующего клапана для системы отопления завода. Максимальный расход теплоносителя составляет 298,87 м³/ч, а максимальные допустимые потери на открытом клапане составляют 3 м.в.ст. Так как расход довольно большой применим два регулирующих клапана, работающих по параллельной схеме. Тогда максимальный расход теплоносителя на один клапан составит 149,4 м³/ч.

Пропускная способность полностью открытого клапана на контур отопления завода, (7.5):

$$K_{VS} = \frac{G_{o.зав.}}{\sqrt{0,1 \cdot \Delta h_{\max}}}, \quad (7.5)$$

где $G_{o.зав.}$ – максимальный расход теплоносителя контура отопления завода;

Δh_{\max} – максимально допустимые потери давления на открытом клапане.

$$K_{VS} = \frac{149,4}{\sqrt{0,1 \cdot 3}} = 272,7 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

По полученному значению выбираем два клапана регулирующих ESBE 3F DN-125, с пропускной способностью Kvs-280,0 м³/ч в комплекте с электроприводом трехпозиционным 230В. Выполним проверку по подбору.

Потери давления на клапане, (7.6):

$$\Delta h = \frac{10 \cdot G_{o.зав.}^2}{K_{VS}^2}, \quad (7.6)$$

$$\Delta h = \frac{10 \cdot 149,4^2}{280^2} = 2,85 \text{ м.в.ст.}$$

Скорость теплоносителя в сечении клапана, (7.7):

$$v = \frac{G_{o.зав.}}{S_{кл}} = \frac{G_{o.зав.} \cdot \pi \cdot d^2}{4}. \quad (7.7)$$

Преобразуем формулу (7.7) для следующих единиц измерений: расход в м³/ч, диаметр – в мм, получим формулу (7.8).

$$v = \frac{353 \cdot G_{o.зав.}}{d^2}, \quad (7.8)$$

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
						63
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$v = \frac{353 \cdot 149,4}{125^2} = 3,37 \text{ м/с.}$$

Выполним подбор регулирующего клапана для системы отопления жилого комплекса. Максимальный расход теплоносителя составляет 38,85 м³/ч, а максимальные допустимые потери на открытом клапане составляют 3 м.в.ст.

Пропускная способность полностью открытого клапана на контур отопления жилого комплекса, (7.9):

$$K_{VS} = \frac{G_{o.жк.}}{\sqrt{0,1 \cdot \Delta h_{\max}}}, \quad (7.9)$$

где $G_{o.жк.}$ – максимальный расход теплоносителя контура отопления ЖК;

Δh_{\max} – максимально допустимые потери давления на открытом клапане.

$$K_{VS} = \frac{38,85}{\sqrt{0,1 \cdot 3}} = 70,93 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

По полученному значению выбираем клапан регулирующей ESBE 3F DN-65, с пропускной способностью $K_{VS}=90,0$ м³/ч в комплекте с электроприводом трехпозиционным 230В. Выполним проверку по подбору.

Потери давления на клапане, (7.10):

$$\Delta h = \frac{10 \cdot G_{o.жк.}^2}{K_{VS}^2}, \quad (7.10)$$

$$\Delta h = \frac{10 \cdot 38,85^2}{90^2} = 1,86 \text{ м.в.ст.}$$

Скорость теплоносителя в сечении клапана, (7.11):

$$v = \frac{G_{o.жк.}}{S_{кл}} = \frac{G_{o.жк.} \cdot \pi \cdot d^2}{4}. \quad (7.11)$$

Преобразуем формулу (7.11) для следующих единиц измерений: расход в м³/ч, диаметр – в мм, получим формулу (7.12).

$$v = \frac{353 \cdot G_{o.жк.}}{d^2}, \quad (7.12)$$

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
						64
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$v = \frac{353 \cdot 38,85}{65^2} = 3,24 \text{ м/с.}$$

Таким образом все подобранные клапаны имеют потери меньше заданных 3 м.в.ст. и скорость, допустимую для промышленных предприятий и ЦТП.

Помимо подобранной регулирующей арматуры в энергоцентре предусмотрено следующее оборудование:

- реле давления КРІ-35 производства фирмы "Danfoss" для защиты насосов от сухого хода;
- в соответствии с требованиями постановления Правительства РФ от 18 ноября 2013 г. № 1034" О коммерческом учете тепловой энергии, теплоносителя" [39] предусмотрен узел коммерческого учета тепловой энергии на базе теплосчетчика "ТВ-7" компании «Термотроник». Телосчетчик включает в себя электромагнитные расходомеры, датчики давления «НПК ВИП» и термосопротивления «Термико»;
- в узле коммерческого учета предусмотрены водосчетчики с импульсным выходом фирмы «Тепловодомер»;
- для контроля давления и температуры предусмотрена установка датчиков температуры МВТ и датчиков давления МBS фирмы "Danfoss";
- заполнение и подпитка контуров источника тепла и потребителя осуществляется соленоидными клапанами с электромагнитной катушкой EV220B "Danfoss".

7.6 Заказная спецификация на средства контроля и регулирования

В приложении А4 представлена функциональная схема теплового пункта. Экспликация оборудования в таблице 7.1

Таблица 7.1 – Заказная спецификация на средства контроля и регулирования

Позиция	Наименование и техническая характеристика	Марка	Количество шт
1	2	3	4
3а, 3б	Расходомер электромагнитный Ду150, Ру16, Tmax=150°С, (4,2...630м ³ /ч)	Термотроник	2
1а, 1б	Расходомер электромагнитный Ду65, Ру16, Tmax=150°С, (0,4...60м ³ /ч)	Термотроник	2
2а, 4а	Расходомер электромагнитный Ду32, Ру16, Tmax=150°С, (0,1...15м ³ /ч)	Термотроник	2
2б, 4б	Расходомер электромагнитный Ду20, Ру16, Tmax=150°С, (0,04...6м ³ /ч)	Термотроник	2
5х	Водосчетчик с имп. выходом Ду40, Qn=10,0 м3/ч, Ру16, Tmax=50°С	Тепловодомер	1
1б	Водосчетчик с имп. выходом Ду20, Qn=2,5 м3/ч, Ру16, Tmax=50°С	Тепловодомер	1

Продолжение таблицы 7.1

1	2	3	4
P1, P2	Датчик давления 0-16 бар, (-40...+85°C), вых. сигнал 4-20мА, IP65, G1/2"	Danfoss	2
У2	Клапан соленоидный с эл/магнит. катушкой (НЗ) Ду25, Kvs=11,0, Ру16, Tmax=140°C	Danfoss	1
УЛ1, УЛ2, УЛ3	Электропривод клапана ESBE 95	ESBE	3
УЛ4	Электропривод клапана ESBE 94М	ESBE	1
PS1-PS11	Реле давления, G1/2" (-2...8 бар), Ру18, Tmax=100°C, IP33	Danfoss	11
TE1-TE3, TE5, TE6	Датчик температуры Pt1000, l=250мм, Ру25, (0...+140°C), IP54	Danfoss	5
TE7-TE10	Датчик температуры PT1000, L=100мм, Ру25, (-50...200°C), IP65	Danfoss	4
H1, H2, H3	Циркуляционный насос NB 80-160/177	Grundfos	3
H4, H5	Циркуляционный насос TP 65-410/2 IE1	Grundfos	2
H6, H7, H10, H11	Циркуляционный насос TP 65-210/2 IE1	Grundfos	4
H8, H9	Циркуляционный насос CM 10-1	Grundfos	2
1,2,3,4,5,6	Дифференциальное реле давления, с капиллярными трубками, l=1000 мм	Danfoss	6
4ма, 4мб, 2ма, 2мб	Комплект термopреобразователей сопротивления L=45, (0...180°C), IP65	Термико	4
1ма, 1мб	Комплект термopреобразователей сопротивления L=80, (0...180°C), IP65	Термико	2
3ма, 4мб	Комплект термopреобразователей сопротивления L=200, (0...180°C), IP65	Термико	2
1mn	Комплект термopреобразователей сопротивления L=45, (0...180°C), IP65	Термико	1
1да, 1дб	Преобразователь избыточного давления, 0...1,6 МПа, (-20...+125°C), 4-20мА	НПК ВИП	2
2да, 2дб	Преобразователь избыточного давления, 0...1,6 МПа, (-20...+125°C), 4-20мА	НПК ВИП	2
3да, 3дб	Преобразователь избыточного давления, 0...1,6 МПа, (-20...+125°C), 4-20мА	НПК ВИП	2
4да, 4дб	Преобразователь избыточного давления, 0...1,6 МПа, (-20...+125°C), 4-20мА	НПК ВИП	2

8 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ

Природный газ – одно из самых дешевых видов топлив в Российской Федерации. Помимо этого важным преимуществом является экологичность его использования. При сжигании газа не выделяются такие вредные вещества, как при сжигании угля: зола и окислы серы. Важно обеспечить правильную эксплуатацию котельного оборудования и недопущение неполного сгорания топлива. При полном сгорании топлива в дымовых газах выделяется оксид азота. При неполном сгорании газа могут образоваться помимо оксидов азота также окиси углерода и углеводороды. С помощью современных технологий возможно снижение выбросов вредных веществ до минимальных значений.

Содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны не должно превышать предельно допустимых значений. Для окислов азота значение предельно допустимой концентрации составляет 0,085 мг/м³, [40].

В энергоцентре, рассчитанном для предприятия ООО «Гусь-Хрустальный стекольный завод», дымовые газы отводятся от котлов «Valdex-Energetica Series МЗА» тепловой мощностью 2900 кВт в дымовые трубы Ду 600 высотой 25 м, выполненные из стали, [18]. Всего установлено 4 одинаковых котла наружного исполнения. В летнем режиме достаточно работы одного котла, в зимнем режиме – работают все 4. Для каждого котла установлена индивидуальная дымовая труба.

Ниже приведен расчет концентрации окислов азота в воздухе рабочей зоны предприятия и сделан вывод о ее соответствии нормам. В таблице 8.1 представлен состав топлива газопровода Тума – Гусь-Хрустальный. Значения объемов продуктов сгорания топлива взяты из главы 4 и приведены в таблице 8.2.

Таблица 8.1 – Состав топлива газопровода Тума – Гусь-Хрустальный

Состав газа по объему, %							Q, кДж/м ³
CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	N ₂	CO ₂	
98,24	0,29	0,20	0,09	0,04	0,14	1,00	35722,16

Таблица 8.2 – Объёмы продуктов сгорания топлива

Наименование величины	Обозначение	Значение	Размерность
Коэффициент избытка воздуха	α	1,100	-
Теоретический объем воздуха	V_{ϵ}^0	9,491	м ³ /м ³
Теоретический объем трехатомных газов	$V_{RO_2}^0$	1,001	м ³ /м ³
Теоретический объем водяных паров	$V_{H_2O}^0$	2,154	м ³ /м ³
Теоретический объем двухатомных газов	$V_{N_2}^0$	7,508	м ³ /м ³
Действительный объем продуктов сгорания при н.у.	V_{ϵ}	11,627	м ³ /м ³

8.1 Концентрация окислов азота, содержащихся в дымовых газах, уходящих от котла «Valdex-Energetica Series M3A»

Объем продуктов сгорания, образующихся при сжигании 1 м³ топлива при условиях выхода, определяется по формуле (8.1):

$$V_{yx} = \frac{P_{ny} \cdot V_z \cdot T_{yx}}{P_{yx} \cdot T_{ny}}, \quad (8.1)$$

где $P_{ny} = 760$ мм.рт.ст – атмосферное давление при нормальных условиях;

$P_{yx} = 730$ мм.рт.ст – атмосферное давление при рабочих условиях;

$T_{ny} = 273$ К – температура продуктов сгорания на выходе из дымовой трубы при нормальных условиях;

$T_{yx} = 427$ К – температура продуктов сгорания на выходе из дымовой трубы при рабочих условиях.

$$V_{yx} = \frac{760 \cdot 11,627 \cdot 427}{730 \cdot 273} = 18,93 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Разность температур газоздушной смеси и окружающего воздуха рассчитывается для зимнего и летнего режима по формуле (8.2):

$$\Delta T = t_{yx.z} - t_{cp}, \quad (8.2)$$

где t_{cp} – температура воздуха.

Для летнего режима в г. Гусь-Хрустальный $t_{cp} = 25$ °С, тогда:

$$\Delta T_l = 154 - 25 = 129 \text{ °С}.$$

Для зимнего режима в г. Гусь-Хрустальный $t_{cp} = -14$ °С, тогда:

$$\Delta T_z = 154 - (-14) = 168 \text{ °С}.$$

Объем продуктов сгорания, образующихся при работе, (8.3):

$$V = V_{yx.z} \cdot B, \quad (8.3)$$

где B – расход топлива. Значения расхода топлива принимаются на основании расчетов главы 4. Для летнего режима принимается равным 0,016 кг/с, а для зимнего режима равным 0,088 кг/с.

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

Для летнего режима объём продуктов сгорания:

$$V_l = 18,93 \cdot 0,016 = 0,3 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Для зимнего режима объём продуктов сгорания:

$$V_z = 18,93 \cdot 0,088 = 1,67 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Расчет выбросов окислов азота, (8.4):

$$M_{NO_2} = 0,001 \cdot B \cdot Q_H^p \cdot K_{NO_2} \cdot (1 - \beta), \quad (8.4)$$

где K_{NO_2} – параметр, характеризующий количество окислов азота, образующихся на 1 МДж теплоты;

$\beta=0$ – коэффициент, зависящий от степени снижения выбросов окислов азота в результате применяемых технических решений, [13];

B – расход топлива в зависимости от летнего или зимнего режима работы.

Для летнего режима $K_{NO_2} = 0,08$, тогда:

$$M_{NO_2}^l = 0,001 \cdot 0,016 \cdot 35722,16 \cdot 0,08 = 0,045 \text{ г/с}.$$

Для зимнего режима $K_{NO_2} = 0,09$, тогда:

$$M_{NO_2}^z = 0,001 \cdot 0,088 \cdot 35722,16 \cdot 0,09 = 0,28 \text{ г/с}.$$

Скорость выхода газов из устья трубы рассчитывается по формуле (8.5):

$$w = \frac{4 \cdot V}{\pi \cdot D^2}, \quad (8.5)$$

где D – диаметр дымовой трубы, м.

Для летнего режима скорость выхода газов из устья трубы:

$$w_l = \frac{4 \cdot 0,3}{3,14 \cdot 0,6^2} = 1,06 \text{ м/с}.$$

Для зимнего режима скорость выхода газов из устья трубы:

$$w_z = \frac{4 \cdot 1,67}{3,14 \cdot 0,6^2} = 5,9 \text{ м/с}.$$

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

Параметр f определяется для летнего и зимнего режимов, (8.6):

$$f = \frac{10^3 \cdot w^2 \cdot D}{\Delta T \cdot H^2}, \quad (8.6)$$

$$f_{л} = \frac{10^3 \cdot 1,06^2 \cdot 0,60}{129 \cdot 25^2} = 0,008,$$

$$f_{з} = \frac{10^3 \cdot 5,9^2 \cdot 0,60}{168 \cdot 25^2} = 0,199.$$

Параметр m , учитывающий подъем факела, вычисляется для летнего и зимнего режимов по формуле (8.7):

$$m = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{f} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{f}}, \quad (8.7)$$

$$m_{л} = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{0,008} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{0,008}} = 1,339,$$

$$m_{з} = \frac{1}{0,67 + 0,1 \cdot \sqrt{0,199} + 0,34 \cdot \sqrt[3]{0,199}} = 1,095.$$

Параметр v_m определяется по формуле (8.8):

$$v_m = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{V \cdot \Delta T}{H}}, \quad (8.8)$$

$$v_{m_{л}} = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,3 \cdot 129}{25}} = 0,75 \text{ м/с},$$

$$v_{m_{з}} = 0,65 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,67 \cdot 168}{25}} = 1,45 \text{ м/с}.$$

Параметр n , учитывающий подъем факела, при $0,3 < v_m < 2$, (8.9):

$$n = 3 - \sqrt{(v_m - 0,3) \cdot (4,36 - v_m)}, \quad (8.9)$$

$$n_{л} = 3 - \sqrt{(0,75 - 0,3) \cdot (4,36 - 0,75)} = 1,73$$

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
						70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$n_3 = 3 - \sqrt{(1,45 - 0,3) \cdot (4,36 - 1,45)} = 1,17$$

Максимальная приземная концентрация окислов азота, (8.10):

$$C_{NO_2} = \frac{A \cdot M_{NO_2} \cdot F \cdot m \cdot n}{H^2 \cdot \sqrt[3]{V \cdot \Delta T}}, \quad (8.10)$$

где A – коэффициент, учитывающий рассеивающие свойства атмосферы при неблагоприятных метеорологических условиях, для Владимирской области $A=140$;

$F=1$ – коэффициент, учитывающий скорость оседания вредных веществ в атмосферном воздухе.

$$c_{NO_{2л}} = \frac{140 \cdot 0,045 \cdot 1 \cdot 1,339 \cdot 1,73}{25^2 \cdot \sqrt[3]{0,3 \cdot 129}} = 0,007 \text{ мг/м}^3.$$

$$c_{NO_{23}} = \frac{140 \cdot 0,28 \cdot 1 \cdot 1,095 \cdot 1,17}{25^2 \cdot \sqrt[3]{1,67 \cdot 168}} = 0,012 \text{ мг/м}^3.$$

8.2 Суммарная концентрация окислов азота, содержащихся в воздухе рабочей зоны предприятия

В летний период работает только один котел «Valdex-Energetica Series M3A» на неполную мощность, следовательно, концентрация окислов азот составит:

$$c_{NO_{2л}} = 0,013 \text{ мг/м}^3.$$

В холодный период времени работают 4 котла «Valdex-Energetica Series M3A». В этом случае концентрация окислов азота составит:

$$c_{NO_{23}} = 0,012 \cdot 4 = 0,048 \text{ мг/м}^3.$$

Из результатов расчетов следует вывод, что максимальная приземная концентрация оксидов азота для зимнего и летнего режимов не превышают $ПДК_{NO_2}$.

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
						71
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

9 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Безопасность жизнедеятельности (БЖД) – система знаний, обеспечивающая безопасность обитания человека в производственной и непроизводственной среде, и развитие деятельности по обеспечению безопасности в перспективе с учетом антропогенного влияния на среду обитания [14].

Цели БЖД:

- достижение безаварийной ситуации и готовности к стихийным бедствиям и другим проявлениям природной среды;
- предупреждение травматизма;
- сохранение здоровья;
- сохранение работоспособности;
- сохранение качества полезного труда.

В выпускной квалификационной работе объектом БЖД является производственная среда – энергоцентр, включающий в себя котельные агрегаты наружного исполнения и блочный тепловой пункт.

9.1 Анализ потенциально опасных и вредных производственных факторов

В проектируемом энергоцентре устанавливается четыре котельных агрегата «Valdex-Energetica Series M3A» работающих на природном газе. Энергоцентр полностью автоматизирован и не требует постоянного присутствия. На рабочих, проводящих периодический осмотр и ремонтные работы, действуют опасные и вредные факторы.

Согласно ГОСТ 12.0.003 – 2015 «Система стандартов безопасности труда. Опасные и вредные производственные факторы» [41] под опасным и вредным факторами производства понимают следующее:

Опасный производственный фактор – фактор, воздействие которого на работающего в определенных условиях приводит к травме, острому отравлению или другому внезапному резкому ухудшению здоровья, или смерти [14].

К опасным производственным факторам относятся:

- электрический ток определенной силы;
- раскаленные тела;
- оборудование, работающее под давлением выше атмосферного.

Вредный производственный фактор – производственный фактор, воздействие которого на работающего в определенных условиях может привести к заболеванию, снижению работоспособности и (или) отрицательному влиянию на здоровье потомства

К вредным производственным факторам относятся:

- неблагоприятные метеорологические условия;
- запыленность и загазованность воздушной среды;
- воздействие шума, инфра- и ультразвука, вибрации;
- наличие электромагнитных полей, лазерного и ионизирующего излучений.

									Лист
									72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.204.04 ПЗ				

Все опасные и вредные производственные факторы подразделяются на физические, химические, биологические и психофизиологические.

Опасные и вредные факторы, характерные для производственной среды – энергоцентра с водогрейными котлами:

а) физические факторы

- общие вибрации - при работе котельных агрегатов, при движении газов в трубах с большой скоростью;

- повышенный уровень шума - резкие перепады давления в трубопроводе, работа предохранительных клапанов, движение газов в трубах с большой скоростью - аэродинамические шумы;

- инфракрасная радиация – нагретые поверхности котлоагрегатов и трубопроводов горячей воды;

- повышенная температура воздуха рабочей зоны;

- пониженная влажность воздуха (менее 40 %);

- недостаточное освещение (естественное - вследствие затененности оборудования, конструкций, искусственное - вследствие плохой работы осветительных приборов);

- электрический ток.

б) биологические факторы отсутствуют.

в) химические факторы:

- окислы азотов;

- окись углерода.

г) психофизиологические:

- тяжесть трудового процесса (физическая динамическая нагрузка, статическая нагрузка);

- напряженность трудового процесса (эмоциональные нагрузки, интеллектуальные нагрузки, монотонность нагрузок, сменность работы).

9.2 Влияние выявленных опасных и вредных производственных факторов на организм человека

Совокупность факторов производственной среды и трудового процесса, оказывающих влияние на здоровье и работоспособность человека в процессе труда называется условиями труда [14].

Условия труда оцениваются четырьмя классами: оптимальные, допустимые, вредные и опасные [14]. Для проектируемого энергоцентра условия труда оцениваются вторым классом – допустимые условия труда. На работника воздействуют вредные и (или) опасные производственные факторы, уровни воздействия которых не превышают уровни, установленные нормативами (гигиеническими нормативами) условий труда. Возможные изменения функционального состояния организма восстанавливаются во время регламентированного отдыха или к началу следующей смены и не должны оказывать неблагоприятное воздействие в ближайшем и отдаленном периодах на состояние здоровья работающего и его потомство [14]. Оптимальные и допустимые условия труда являются безопасными.

									Лист
									73
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.204.04 ПЗ				

9.2.1 Микроклимат

Микроклимат производственных помещений – метеорологические условия внутренней среды этих помещений, которые определяются действиями на организм человека сочетаниями температуры, влажности, скорости движения воздуха и теплового облучения [14].

Действующими нормативными документами, регламентирующими метеорологические условия, являются:

- СанПин 2.2.4.548 – 96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений» [42].
- ГОСТ 12.1.005 – 88 ССБТ «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны» [43].

Минимальная поддерживаемая температура в энергоцентре 5°C, при такой температуре может произойти сбой в механизме теплообмена человека - уменьшается общая мускульная сила и координация, возникают болевые ощущения. Для защиты от переохлаждения, рабочие имеют специальную утепленную форму.

Влажность влияет на организм человека, так как изменение состава и количества водяных паров, содержащихся в воздухе, приводит к изменению интенсивности диффузии кислорода в кровь. Хорошее самочувствие сохраняется в диапазоне 40%-60% относительной влажности воздуха. В проектируемом энергоцентре влажность составляет немного ниже 40%.

Влияние скорости движения воздушных потоков на человека можно оценивать как положительное, так в некоторых случаях и отрицательное. Высокая скорость движения (выше 0,5 м/с) приводит к переохлаждению организма и может вызвать простудные заболевания. Оптимальная скорость движения воздуха в холодный период 0,1 м/с, в теплый – 0,2 м/с [14].

В энергоцентре происходит нагрев поверхностей котлов, которые излучают в пространство потоки лучистой энергии. Инфракрасные лучи оказывают на организм человека тепловое облучение, в результате которого в организме происходят биохимические сдвиги, уменьшается кислородная насыщенность крови, понижается венозное давление, замедляется кровоток и нарушается деятельность сердечно-сосудистой и нервной систем [14].

Оптимальные показания микроклимата для работ категории средней тяжести представлены в таблице 9.1

Таблица 9.1 – Оптимальные и допустимые нормы показаний микроклимата

Период года	Категория работ	Оптимальная температура, °С	Допустимая температура, °С	Оптимальная влажность, %	Допустимая влажность, %	Скорость движения воздуха оптимальная, м/с	Скорость движения воздуха допустимая, м/с
Холодный	Ср.тяжести	17-19	13-21	40-60	75	0,2	≤ 0,4
Теплый	Ср.тяжести	20-22	15-27	40-60	70	0,3	0,2 - 0,5

9.2.2 Вредные вещества

Атмосферный воздух, попадая в производственные помещения, может изменить свой состав, загрязняясь примесями вредных веществ: газов, паров, пыли. Попадая в организм человека при дыхании, а также через кожу такие вещества могут оказать вредное воздействие. Ухудшение здоровья человека, причиной которого является низкое качество воздуха помещений, может проявиться появлением большого набора острых и хронических симптомов и в форме множества заболеваний.

Действующим нормативным документом является:

- ГОСТ 12.1.007 – 76 «ССБТ. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности» [44].

Содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны не должно превышать предельно допустимых концентраций. Значения ПДК вредных веществ приведены в таблице 9.2.

Таблица 9.2 – Предельно допустимые концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны

Наименование вещества	ПДК (ГОСТ 12.1.005-88), мг/м ³	Класс опасности по ПДК вредных веществ в воздухе рабочей зоны
Окислы азоты (в пересчете на NO ₂)	5	3
Оксид углерода	20	4

9.2.3 Производственное освещение

Назначение производственного освещения – обеспечение нормальных зрительных условий для выполнения соответствующего вида работ в производственном помещении [14].

В энергоцентре предусмотрено рабочее, аварийное и ремонтное освещение. Естественное освещение отсутствует, в связи с этим предусмотрен электрический свет. Аварийное освещение осуществляется от источников питания, независимых от общей освещенности энергоцентра [14].

Действующим нормативным документом является:

- СП 52.13330.2016 «Естественное и искусственное освещение. Нормы проектирования» [45].

9.2.4 Вибрация

Вибрация представляет собой механическое колебательное движение. Воздействие общей вибрации разных параметров вызывает различную степень выраженности изменений в центральной и вегетативных нервных системах, сердечно-сосудистой системе, обменных процессах, вестибулярном аппарате. Может привести к появлению эндогенных патологических отклонений позвоночника.

Действующим нормативным документом является:

- ГОСТ 12.1.012-2004 «Вибрационная безопасность. Общие требования», [46].

Для устранения вибрации оборудование смонтировано на самостоятельных фундаментах, виброизолированных от пола. Все трубопроводы проходят на достаточном расстоянии от стен и соседних трубопроводов.

В качестве индивидуальных средств защиты от вибрации применяются гасящие вибрацию рукавицы и специальная обувь.

9.2.4 Шум

Под шумом принято подразумевать совокупность слышимых звуков, неблагоприятно воздействующих на организм человека, мешающих его работе и отдыху [14].

Для теплоэнергетического оборудования характерны механические, аэродинамические и гидродинамические шумы – неупорядоченное распространение звуков разной интенсивности и чистоты, оказывающих неблагоприятное воздействие на организм человека [14].

В энергоцентре значительный шум вызывает аэродинамические причины, к ним относятся:

- резкие перепады давления в трубопроводе;
- работа предохранительных клапанов;
- пробивание прокладок фланцевых соединений;
- движение газов в трубах с большой скоростью.

Действующими нормативными документами являются:

- ГОСТ 12.1.003 – 83 «ССБТ. Шум. Общие требования безопасности» [47].
- СН 2.2.4/2.1.8.562-96 «Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки. Санитарные нормы» [48].

Уровень шума в производственных помещениях не должен превышать 80 дБА.

В энергоцентре с целью снижения уровня шума, проводят следующие мероприятия:

- улучшение режима эксплуатации оборудования;
- центровка и балансировка механизмов;
- наложение шумовой изоляции (шумозащитные кожухи).

9.2.5 Инфракрасное излучение

Источниками являются котельные агрегаты и трубопроводы горячей воды.

Инфракрасное излучение оказывает в основном тепловое воздействие на организм человека. Наиболее чувствительны к ИФКИ кожный покров и органы зрения человека: при остром повреждении кожи возможны ожоги, резкое расширение артериокапилляров, усиление пигментации кожи [14].

Инженерно-технические мероприятия предусматривают автоматизацию, механизацию и дистанционное управление производственными процессами. Выполняется теплоизоляция горячих поверхностей и общеобменная вентиляция.

										Лист
										76
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.204.04 ПЗ					

Действующими нормативными документами являются:

- ГОСТ 12.1.005 – 88 «ССБТ. Санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны», [49].
- СанНиП 2.2.4.548 – 96 «Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений», [50].

Допустимые величины интенсивности теплового облучения работающих на рабочих местах от производственных источников, нагретых до темного свечения, должны соответствовать значениям, приведенным в таблице 9.3.

Таблица 9.3 – Допустимые величины интенсивности теплового облучения

Облучаемая поверхность тела, %	Интенсивность теплового облучения, Вт/м ² , не более
50 и более	35
25...50	70
Не более 25	100

9.3 Электробезопасность энергоцентра

Конструкция производственного оборудования, приводимого в действие электрической энергией, должна включать устройства (средства) для обеспечения электробезопасности. Производственное оборудование должно быть выполнено так, чтобы исключить накопление зарядов статического электричества в количестве, представляющего опасность для работающего, и исключить возможность пожара и взрыва.

Источниками электрической опасности являются электрооборудование и инструмент. При наладочных работах и при пуске энергоцентра требуется подводка питания к электроинструментам и электрооборудованию. Поэтому необходимо учитывать все требования по электробезопасности, для чего следует руководствоваться следующими нормативными документами:

- ГОСТ 12.1.019-79 «ССБТ. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защит», [51];
- ГОСТ 12.1.030-81 «ССБТ. Электробезопасность. Защитное заземление, зануление» [51];
- ГОСТ 12.1.038-82 «ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов» [53].

Причинами поражения электрическим током монтажника могут быть: случайные прикосновения к токоведущим частям, поражения при поврежденной изоляции; вследствие ошибочного включения установки, находящейся под напряжением, а также при возникновении шагового напряжения на поверхности земли в результате замыкания провода на землю.

Стандартом ГОСТ 12.1.038-82 «ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов» [54] установлены предельно допустимые уровни напряжений прикосновения и токов, протекающих через тело

заземление, зануление». Все металлические нетоковедущие части электрооборудования заземлены (занулены), для этого используются нулевые защитные проводники и специально проложенный контур заземления.

9.4 Противопожарные мероприятия

Так как технологический процесс связан со сжиганием топлива, то возможным источником пожара в энергоцентре – это утечка топлива из газопровода и образование взрывоопасной газовой смеси.

Действующим нормативным документом является:

- ГОСТ 12.1.004.91 "ССБТ. Пожарная безопасность. Общие требования", [56].

Энергоцентр относится к категории "Г", по огнестойкости строительных конструкций степень огнестойкости здания котельной II, класса В – 1А.

Категория "Г" означает негорючие вещества и материалы в горячем, раскаленном или расплавленном состоянии, процесс обработки которых сопровождается выделением лучистого тепла, искр и пламени, горючие газы и жидкости, которые сжигаются в качестве топлива.

Класс В – 1А – зоны, расположенные в помещениях, в которых при нормальной эксплуатации взрывоопасные смеси горючих газов или паров легко воспламеняющихся жидкостей с воздухом не образуется, а образование таких смесей возможно только в результате аварий и неисправностей.

Источниками пожара могут быть утечка и скопление газа; неисправности электрооборудования, осветительных приборов; выход из строя приборов автоматики. При нарушении целостности газопроводов уходящих газов, или при разрушении обшивки и обмуровки котла, уходящие газы, имеющие высокую температуру, могут послужить причиной пожара [14].

Предусмотрен контроль воздушной среды автоматическими сигнализаторами до взрывных концентраций. При включении предупредительной сигнализации и аварийной вентиляции предусматривается автоматическое или ручное отключение всего или части технологического оборудования.

Расположение здания котельной обеспечивает свободный подъезд техники со всех сторон. Наружное пожаротушение обеспечивается от существующего пожарного гидранта уличной сети в районе установки энергоцентра.

Внутренне пожаротушение в энергоцентре предусматривается от двух передвижных порошковых огнетушителей ОП-50. Для быстрого вызова пожарной службы установлены извещатели.

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		79

Продолжение таблицы 10.1

1	2	3	4
Комплект материалов для наружного корпуса	1	3 550,45	3 550,45
Насос для системы отопления жилого комплекса Grundfos TP 65-410/2 IE1	2	115,80	231,60
Насос циркуляции Grundfos TP 65-210/2 IE1	4	72,90	291,60
Насос для системы отопления завода Grundfos NB 80-160/177	3	387,38	1 162,14
Насос для системы ГВС Grundfos CM 10-1	2	33,75	67,50
Шкаф учета тепла ШУТ на базе ТВ-7	1	84,50	84,50
Шкаф управления тепловым пунктом ШУТП	1	792,61	792,61
Расходомеры электромагнитные «Питерфлоу»	8	54,00	432,00
Датчик давления MBS «Danfoss»	2	4,50	9,00
Датчик температуры Pt1000 «Danfoss»	9	5,00	45,00
Датчик температуры наружного воздуха	1	2,60	2,60
Реле давления KPI-35 «Danfoss»	11	1,79	19,75
Дифференциальное реле давления YNS «Danfoss»	6	17,00	102,00
Клапан регулирующий ESBE 3F	4	40,00	160,00
Клапан соленоидный EV220B «Danfoss»	2	11,1	22,20
Клапан предохранительный «Valtec»	3	9,95	29,85
Фильтр сетчатый «Zetkama»	5	26,00	130,00
Кран шаровый SGL «Проконсим»	56	0,80	44,80
Дисковый поворотный затвор «Rushwork»	58	4,50	261,00
Клапан обратный двухстворчатый «Rushwork»	12	2,50	30,00
Термометр биметаллический «Росма»	26	0,35	9,10
Манометр «Росма»	66	0,50	33,00
Кран шаровый «Valtec»	87	0,30	26,10
		Итого	12 800,00

Смета капитальных затрат на установку энергоцентра с водогрейными котлами и БТП с погодозависимым регулированием представлена в таблице 10.2. Стоимость проектных и монтажных работ представлена по прейскуранту инженерной компании «УралВодоПрибор» [57].

Таблица 10.2 – Смета на установку энергоцентра с погодозависимым регулированием

Наименование затрат	Общая стоимость, тыс. руб.
1	2
Проектные работы	250,00
Стоимость оборудования	12 800,00
Затраты на сборку БТП	2 158,90
Затраты на доставку оборудования	165,00
Монтажные работы	1 254,00

Смета капитальных затрат на установку энергоцентра с водогрейными котлами и БТП с погодозависимым регулированием представлена в таблице 10.4. Стоимость проектных и монтажных работ представлена по прейскуранту инженерной компании «УралВодоПрибор» [57].

Таблица 10.4 – Смета на установку энергоцентра без погодозависимого регулирования

Наименование затрат	Общая стоимость, тыс. руб.
1	2
Проектные работы	230,00
Стоимость оборудования	11 596,39
Затраты на сборку БТП	2 050,00
Затраты на доставку оборудования	165,00
Монтажные работы	1 150,00
Пуско-наладочные работы	290,00
Прочие затраты	200,00
Итого	15 681,39

Капитальные затраты второго варианта повышения эффективности системы теплоснабжения составляют 15 681,39 тыс. руб. Капитальные затраты первого варианта больше капитальных затрат второго в 1,09 раз.

10.2 Расчет текущих затрат

В таблице 10.5 представлены исходные данные для расчета текущих затрат. Исходные данные приняты из 5 главы «Теплотехнический расчет». Выполним расчет для первого варианта с погодозависимым регулированием.

Таблица 10.5 – Исходные данные для расчета текущих затрат

Параметр	Обозначение	Значение	Единицы измерения
Годовой расход топлива	$B_{\text{год}}$	3,15	млн. м ³ /год
Годовой расход электроэнергии	$W_{\text{год}}$	617,58	МВт·ч
Годовой расход холодной воды	$G_{\text{год}}$	6859,0	м ³ /год

Годовые затраты на топливо, (10.1):

$$I_{\text{т1}} = C_{\text{т}} \cdot B_{\text{год}}, \quad (10.1)$$

где $C_{\text{т}}$ – цена топлива, составляет 5,30 руб./м³ по тарифам АО «Газпром газораспределение Владимир» [58].

$$I_T = 5,30 \cdot 3,15 \cdot 10^6 = 16695 \text{ тыс. руб./год}$$

Годовые затраты на электроэнергию, (10.2):

$$I_{\text{э}} = C_{\text{э}} \cdot W_{\text{год}}, \quad (10.2)$$

где $C_{\text{э}}$ – цена электроэнергии, составляет 4,71 руб./кВт·ч по тарифам ОАО «Владимирский коммунальные системы» [59].

$$I_{\text{э}} = 4,71 \cdot 617,58 \cdot 10^3 = 2908,8 \text{ тыс. руб./год}$$

Годовые затраты на воду, (10.3):

$$I_{\text{в}} = C_{\text{в}} \cdot G_{\text{год}}, \quad (10.3)$$

Где $C_{\text{в}}$ – цена холодной воды, составляет 24,35 руб./м³ по МУП «Владимирводоканал» [36].

$$I_{\text{в}} = 24,35 \cdot 6859 = 167 \text{ тыс. руб./год}$$

Амортизационные отчисления, (10.4):

$$I_{\text{ал}} = H_{\text{а}} \cdot O_{\text{об}}, \quad (10.4)$$

где $H_{\text{а}} = 10\%$ – норма амортизации;

$O_{\text{об}}$ – общая стоимость оборудования, тыс. руб.

$$I_{\text{ал}} = 0,1 \cdot 12800,00 = 1280,00 \text{ руб./год.}$$

Затраты на текущий ремонт, (10.5):

$$I_{\text{т.р.1}} = 0,05 \cdot I_{\text{ал}}, \quad (10.5)$$

$$I_{\text{т.р.1}} = 0,05 \cdot 1280 = 64 \text{ тыс. руб./год.}$$

Заработная плата эксплуатационного персонала данным бухгалтерии, (10.6):

$$\Phi_{\text{зп}} = n \cdot \Phi_{\text{ср}} \cdot \tau, \quad (10.6)$$

где n – количество человек эксплуатационного персонала;

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
						84
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Φ_{cp} – среднемесячная заработная плата;

τ – период времени, за который исчисляется заработная плата.

$$\Phi_{\text{зп}} = 2 \cdot 18500 \cdot 12 = 444 \text{ тыс. руб./год.}$$

Отчисления на социальные нужды, (10.7):

$$I_{\text{ЕСН}} = 0,34 \cdot \Phi_{\text{зп}}, \quad (10.7)$$

$$I_{\text{ЕСН}} = 0,34 \cdot 444000 = 150,96 \text{ тыс. руб./год.}$$

Прочие производственные расходы составляют 20% от фонда заработной платы, (10.8):

$$I_{\text{пр}} = 0,2 \cdot \Phi_{\text{зп}}, \quad (10.8)$$

$$I_{\text{пр}} = 0,2 \cdot 444000 = 88,8 \text{ тыс. руб./год.}$$

Текущие затраты при эксплуатации энергоцентра с погодозависимым регулированием представим в таблице 10.6

Таблица 10.6 – Текущие затраты при эксплуатации энергоцентра с погодозависимым регулированием

Статьи затрат	Обозначение	Значение, тыс.руб./год
Топливо	$I_{\text{т1}}$	16 695,00
Электроэнергия	$I_{\text{э}}$	2 908,80
Вода	$I_{\text{в}}$	167,00
Амортизационные отчисления	$I_{\text{ал}}$	1 280,00
Затраты на текущий ремонт	$I_{\text{рп1}}$	64,00
Заработная плата эксплуатационного персонала	$\Phi_{\text{зп}}$	444,00
Отчисления на социальные нужды	$I_{\text{ЕСН}}$	150,96
Прочие производственные расходы	$I_{\text{пр}}$	88,80
Итого	I_1	21 798,56

Аналогично выполним расчет текущих затрат при эксплуатации энергоцентра без погодозависимого регулирования. Согласно статистическим и эксплуатационным данным [12] при отсутствии регулирующей арматуры в энергоцентре происходит увеличение потребления топлива на 10% по сравнению с эксплуатацией энергоцентра с погодозависимым регулированием.

Годовые затраты на топливо, (10.9):

$$I_{т2} = \frac{I_{т1}}{1-0,1}, \quad (10.9)$$

$$I_{т2} = \frac{16695}{1-0,1} = 18550 \text{ тыс. руб./год.}$$

Амортизационные отчисления, (10.10):

$$I_{а2} = H_a \cdot O_{об2}, \quad (10.10)$$

$$I_{а2} = 0,1 \cdot 11596,39 = 1159,64 \text{ тыс. руб./год.}$$

Затраты на текущий ремонт, (10.11):

$$I_{т.р.2} = 0,05 \cdot I_{а2}, \quad (10.11)$$

$$I_{т.р.2} = 0,05 \cdot 1159,64 = 57,98 \text{ тыс. руб./год.}$$

Остальные составляющие текущих затрат остаются неизменными. Текущие затраты при эксплуатации энергоцентра без погодозависимого регулирования представим в таблице 10.7

Таблица 10.7 – Текущие затраты при эксплуатации энергоцентра без погодозависимого регулирования

Статьи затрат	Обозначение	Значение, тыс.руб./год
Топливо	$I_{т2}$	18 550,00
Электроэнергия	$I_э$	2 908,80
Вода	$I_в$	167,00
Амортизационные отчисления	$I_{а2}$	1 159,64
Затраты на текущий ремонт	$I_{т.р.2}$	57,98
Заработная плата эксплуатационного персонала	$\Phi_{зп}$	444,00
Отчисления на социальные нужды	$I_{ЕСН}$	150,96
Прочие производственные расходы	$I_{пр}$	88,80
Итого	I_2	23 527,18

Выполним расчет приведенных затрат без учета фактора времени двух рассмотренных выше вариантов. По критерию минимума сделаем выбор лучшего решения.

Приведенные затраты, (10.12):

$$Z_i = E_n K_i + I_i, \quad (10.12)$$

где E_n – нормативный коэффициент эффективности инвестиций, принимаем 0,2;

Для первого варианта:

$$Z_1 = 0,2 \cdot 17137,9 + 21798,56 = 25226,14 \text{ тыс.руб./год.}$$

Для второго варианта:

$$Z_2 = 0,2 \cdot 15681,39 + 23527,18 = 26663,46 \text{ тыс.руб./год.}$$

По критерию минимума лучшее решение – первое, с погодозависимым регулированием.

10.3 Расчет годового экономического эффекта

Выполним расчет общего годового экономического эффекта от реализации проектного решения. Для этого определим экономию текущих затрат от применения лучшего варианта строительства, (10.13):

$$\Delta I = I_2 - I_1, \quad (10.13)$$

$$\Delta I = 23527,18 - 21798,56 = 1728,62 \text{ тыс.руб./год.}$$

Экономия единовременных (капитальных) затрат, (10.14):

$$\Delta K = K_2 - K_1, \quad (10.14)$$

$$\Delta K = 15681,39 - 17137,9 = -1456,51 \text{ тыс.руб./год.}$$

Общий годовой экономический эффект от применения энергоцентра с погодозависимым регулированием, (10.15):

$$\mathcal{E}_r = \Delta I + E_n \Delta K, \quad (10.15)$$

$$\mathcal{E}_r = 1728,62 + 0,2 \cdot (-1456,51) = 1437,32 \text{ тыс.руб./год.}$$

Общий годовой экономический эффект является положительным, соответственно решение применить энергоцентр с погодозависимым регулирование является эффективным.

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		87

Анализируя модель причинно-следственной диаграммы можно сделать вывод, что устранение недостатка тепловой мощности путем установки погодозависимого регулирования и переход на децентрализацию позволит уменьшить потребление топлива и, соответственно, повысить экономическую эффективность системы теплоснабжения.

10.6 Модель SWOT-анализа вариантов технических решений

SWOT – анализ является одной из методик анализа сильных (S) и слабых сторон (W) вариантов реконструкции на предприятия, его внешних благоприятных возможностей (O) и угроз (T) [15].

В таблице 10.8 представлен SWOT – анализ варианта «с погодозависимым регулированием».

Таблица 10.8 – SWOT – анализ варианта «Энергоцентр с погодозависимым регулированием»

S:	W:
1) Мобильность и быстрое изменение нагрузки при изменении температур наружного воздуха; 2) Снижение оплаты за топливо; 3) Снижение влияния человеческого фактора, низкая аварийность.	1) Требуются дополнительные капитальные затраты; 2) Сложность оборудования и его обслуживания.
O:	T:
1) Появление новых поставщиков с более выгодными условиями; 2) Появление новых потребителей тепловой энергии.	1) Увеличение цен на запасные части; 2) Возможность нарушение поставок импортного оборудования.

В таблице 10.9 представлен SWOT – анализ варианта «без погодозависимого регулирования»

Таблица 10.9 – SWOT – анализ варианта «Энергоцентр без погодозависимого регулирования»

S:	W:
1) Простота обслуживания; 2) Снижение требований к качеству теплоносителя.	1) Необходимость ручного регулирования; 2) Повышение расхода топлива; 3) Перетоп здания в межсезонный период, нарушение микроклимата
O:	T:
1) Возможность появления новых технологий, эффективно совместимых с данным вариантом 2) Появление новых потребителей тепловой энергии.	1) Отсутствие субсидий от государства на ремонтные работы 2) Повышение стоимости топлива.

Вывод: энергоцентр с погодзависимым регулированием имеет мало слабых сторон и при этом позволяет экономить значительное количество топлива.

10.7 Модель пирамиды целеполагания ООО «Гусь-Хрустальный стекольный завод»

Модель пирамиды целеполагания предприятия представлена на рисунке 10.3

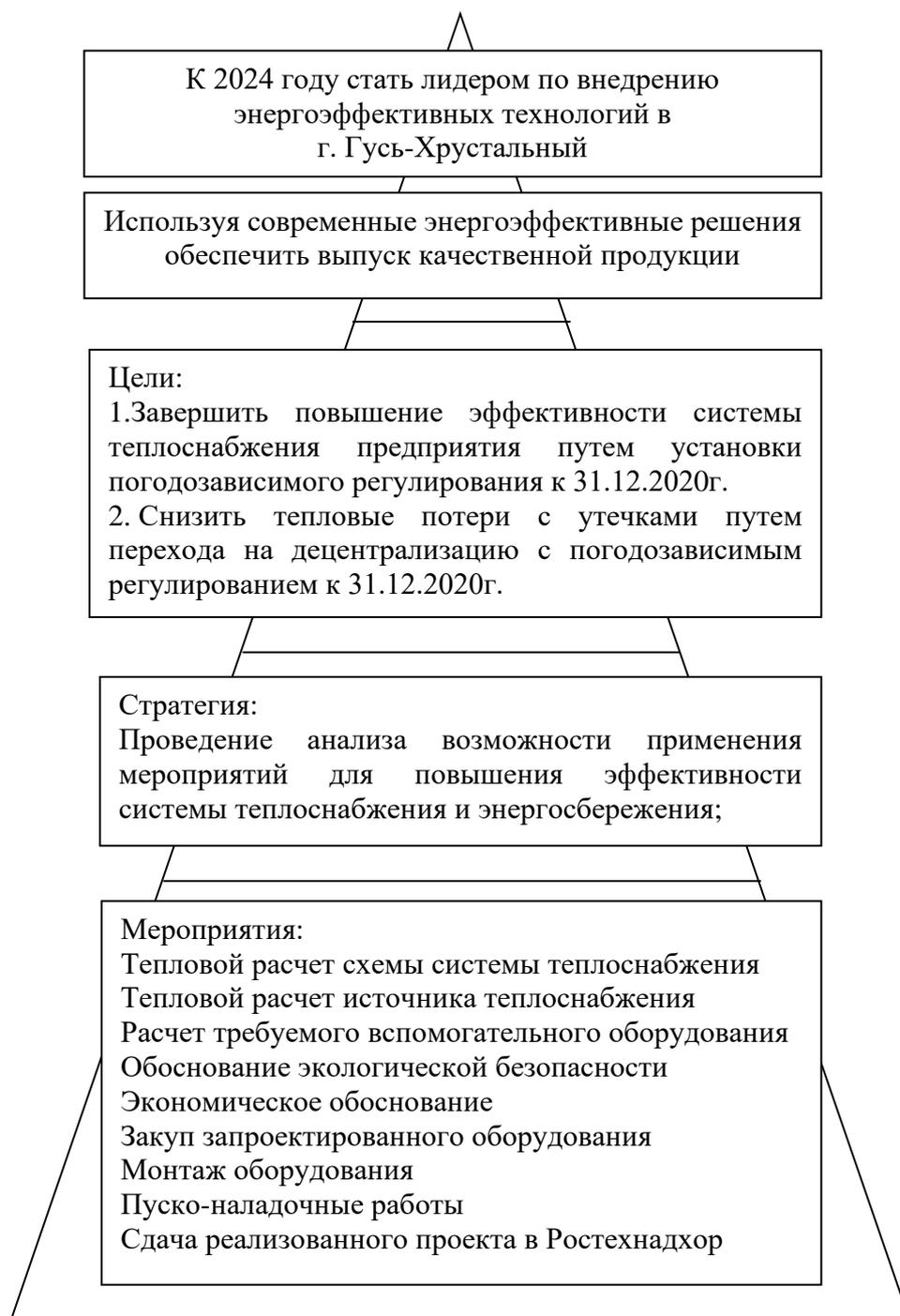


Рисунок 10.3 – Модель пирамиды целеполагания предприятия ООО «Гусь-Хрустальный стекольный завод»

Хрустальный стекольный завод» путем применения энергоцентра с погодозависимым регулированием влияют сдерживающие и движущие силы. Самым мощным движущим фактором является возможность обеспечения требуемых возросших тепловых нагрузок предприятия, т.к. это дает возможность расширить объем производства. К движущим силам относится сокращение расхода топлива, т.к. это приводит к сокращению текущих затрат. Еще одной движущей силой является обеспечение требуемого микроклимата, т.е. отсутствие перетопа, благодаря применению погодозависимого регулирования. Имеется потенциал изменений в виде компетентности сотрудников, отвечающих за проектные и монтажные работы. Наличие данного потенциала изменений дополняет воздействие движущих сил.

Основным сдерживающим фактором являются высокие капитальные затраты. Также сдерживает реализацию проекта страх нарушения поставок импортного оборудования в случае выхода из строя оборудования.

Представим перечисленные движущие и сдерживающие силы в виде модели поля сил реализации проекта на рисунке 10.5

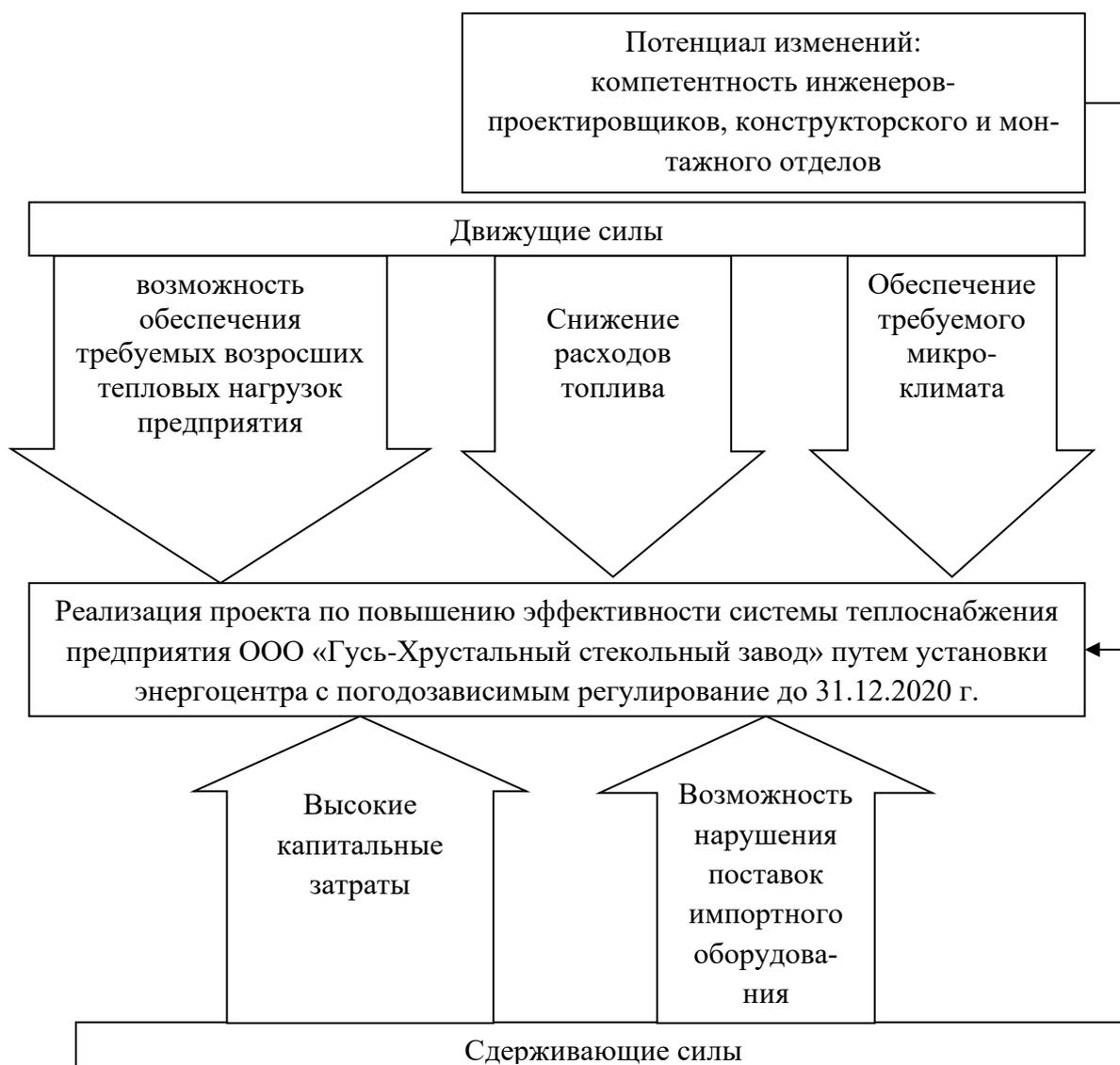


Рисунок 10.5 – Модель оценки дисбаланса сил при реализации проекта

- 49 ГОСТ 12.1.005-88. Система стандартов безопасности труда. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны. – Введ. 1989-01-01. – М: Стандартиформ, 2008. – 150 с.
- 50 СанНиП 2.2.4.548 – 96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений. – Введ. 1996-10-01. – М: Минздрав России, 2006. – 20 с.
- 51 ГОСТ 12.1.019-2017. Система стандартов безопасности труда. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты. – Введ. 2019-01-01. – М: Стандартиформ, 2019. – 10 с.
- 52 ГОСТ 12.1.030-81. Система стандартов безопасности труда. Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление. – Введ. 1982-07-01. – М: Стандартиформ, 2010. – 11 с.
- 53 ГОСТ 12.1.038-82. Система стандартов безопасности труда. Электробезопасность. Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов. – Введ. – 1983-07-01. – М: Стандартиформ, 2009. – 5 с.
- 54 ГОСТ 12.1.038-82. Система стандартов безопасности труда. Электробезопасность. Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов. – Введ. 1983-07-01. - М: Стандартиформ, 2015. – 75 с.
- 55 ГОСТ 12.4.011-89. Система стандартов безопасности труда. Средства защиты работающих. Общие требования и классификация. – Введ. 1990-07-01. - М: ИПК Издательство стандартов, 2015. – 6 с.
- 56 ГОСТ 12.1.004-91. Система стандартов безопасности труда. Пожарная безопасность. Общие требования. – Введ. 1992-07-01. - М: Стандартиформ, 2018. – 64 с.
- 57 Официальный сайт компании «Уралводоприбор». – <https://uwr.ru/>
- 58 Тарифы на природный газ АО «Газпром газораспределение Владимир». – <http://www.vlrg.ru/gas/prv/view/59>
- 59 Тарифы на электроэнергию ОАО «Владимирский коммунальные системы». – <http://www.vladcomsys.ru/docs/tarify-na-elektroenergiju-na-2019-god-142/>

					13.03.01.2020.204.04 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		99