

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РФ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»
Политехнический институт
Заочный факультет
Кафедра «Промышленная теплоэнергетика»
Направление подготовки 13.03.01 «Теплоэнергетика и теплотехника»

ВЫПУСКНАЯ
КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
ПРОВЕРЕНА

Рецензент,
Директор
ООО «Ремстроймонтаж»
_____ К.А. Хасанов

« _____ » _____ 2020 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой
«Промышленная теплоэнергетика»
к.т.н., доцент

_____ К.В. Осинцев
« _____ » _____ 2020 г.

**Повышение эффективности использования теплоты отходящих газов
и модернизация ГТК 10-4 путем замены регенератора
ООО «Газпром трансгаз Сургут» филиал «Ортыгунское ЛПУМГ»**

**ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ БАКАЛАВРА
ЮУрГУ–13.03.01.2020.443.20 ПЗ ВКР**

Консультант по разделу
«Безопасность жизнедеятельности»,
к.т.н., доцент

_____ И.П. Палатинская
« _____ » _____ 2020 г.

Руководитель работы,
к.т.н., доцент

_____ Т.Б. Жиргалова
« _____ » _____ 2020 г.

Консультант по разделу
«Экономика и управление»,
старший преподаватель

_____ Р.А. Алабугина
« _____ » _____ 2020 г.

Автор работы
студент группы ПЗ–579

_____ Е.В. Якушенко
« _____ » _____ 2020 г.

Нормоконтролер,
старший преподаватель

_____ Р.А. Алабугина
« _____ » _____ 2020 г.

Челябинск 2020

АННОТАЦИЯ

Якушенко Е.В. Повышение эффективности использования теплоты отходящих газов и модернизация ГТК 10-4 путем замены регенератора ООО «Газпром трансгаз Сургут» филиал «Ортыгунское ЛПУМГ». – Челябинск: ЮУрГУ, ПИ, ЗФ, 2020, 94 с., 6 ил., библиогр. список – 47 наим., 5 листов чертежей ф. А1, 2 демонстрационных листа ф. А1.

Цель выпускной квалификационной работы – повышение эффективности использования теплоты отходящих газов ГТК 10-4 путем замены регенератора. Работа состоит из введения, 10-ти глав, заключения и библиографического списка.

В первой главе дана характеристика объекта, описана необходимость модернизации ГТК 10-4, предложены технические варианты решения задачи.

Во второй главе сделан обзор литературных источников, на основании которых выполнена ВКР.

Третья глава дает информацию о современных регенераторах российского и иностранного производства в сравнении по основным технико-экономическим показателям.

В четвертой части сделаны основные расчеты тепловых нагрузок, выбор параметров элементов регенератора, тепловой расчет регенератора и его расчет на прочность, выполнен расчет ГТК 10-4 после установки регенератора РГУ-1800-01, а также предложена модернизация вспомогательных систем ГТК 10-4.

В пятой главе предложена научно-исследовательская работа по повышению эффективности использования отходящих газов ГТК 10-4.

Шестая глава представляет сведения о мероприятиях по энергосбережению.

В седьмой главе приведено описание функциональной схемы автоматизации и контрольно-измерительных приборов регенератора РГУ-1800-01.

В восьмой главе представлены мероприятия по снижению негативного воздействия работы оборудования на окружающую среду.

В девятой главе приведены мероприятия по охране труда в период вывода в ремонт, из ремонта и эксплуатации регенератора и ГТК 10-4 в целом.

В десятой главе выполнен технико-экономический расчет проекта, сделан SWOT-анализ для реализации проекта и др.

В заключении подведены итоги технических показателей и решений.

Графическая часть выполнена на 7-ми листах формата А1 в системе «Компас (САПР)».

					<i>13.03.01.2020.443.20 ПЗ</i>								
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	Повышение эффективности использования теплоты отходящих газов и модернизация ГТК 10-4 путем замены регенератора ООО «Газпром трансгаз Сургут» филиал «Ортыгунское ЛПУМГ»			<i>Лит.</i>			<i>Лист</i>	<i>Листов</i>	
<i>Выполнил</i>	<i>Якушенко Е.В.</i>							В	К	Р	3	94	
<i>Руковод.</i>	<i>Жиргалова Т.Б.</i>							<i>ЮУрГУ</i>					
<i>Н. Контр.</i>	<i>Алабугина Р.А.</i>							<i>Кафедра «Промышленная теплоэнергетика»</i>					
<i>Зав. каф.</i>	<i>Осинцев К.В.</i>												

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	6
1	ОБОСНОВАНИЕ И АКТУАЛЬНОСТЬ ТЕМЫ ВКР	7
2	ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ	9
3	СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ РЕГЕНЕРАТОРОВ	11
4	СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ	15
4.1	Исходные данные	15
4.2	Выбор параметров элементов регенератора	22
4.3	Описание конструкции регенератора	24
4.4	Тепловой расчет регенератора	26
4.5	Расчет регенератора на прочность	39
4.6	Модернизация вспомогательных систем ГТК 10-4	45
4.6.1	Уплотнение на всасе компрессора	45
4.6.2	Обойма компрессора	46
4.6.3	Уплотнение на нагнетании компрессора	46
4.6.4	Камера сгорания	46
4.6.5	Напыление металлокерамических покрытий	48
5	НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ РАБОТА	49
5.1	Недостаточная газодинамическая устойчивость ГТК 10-4	50
5.2	Повышение газодинамической устойчивости ГТК 10-4	51
6	ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ	56
6.1	Регенеративное использование теплоты отходящих газов ГТУ	56
6.2	Алгоритм расчета показателей энергоэффективности КС	57
6.3	Оптимизация режимов работы ГТК 10-4	59
7	АВТОМАТИЗАЦИЯ	62
7.1	Устройство системы регулирования	67
7.2	Предпусковое состояние системы регулирования	69
7.3	Работа системы регулирования при поддержании заданной нагрузки	69
8	ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ	71
8.1	Воздействие работы ГТК 10-4 на окружающую среду	71
8.2	Отвод дымовых газов	73
9	БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ	75
9.1	Вывод ГТК 10-4 в ремонт	75
9.2	Вывод ГТК 10-4 из ремонта	76
9.3	Эксплуатация регенератора	78
10	ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ	83
10.1	Расчет капитальных затрат на модернизацию ГТК 10-4	83
10.2	Расчет текущих затрат на эксплуатацию ГТК 10-4	85
10.3	Расчет эффективности проекта модернизации ГТК 10-4	87
10.4	SWOT-анализ для реализации проекта модернизации ГТК 10-4	88
10.5	Планирование целей проекта в дереве целей	89

10.6 Оценка движущих и сдерживающих сил и ресурсов	90
10.7 Планирование мероприятий по реализации проекта (график Ганта)	91
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	93
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	94

					<i>13.03.01.2020.443.20 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		5

ВВЕДЕНИЕ

ООО «Газпром трансгаз Сургут» эксплуатирует систему магистральных газопроводов от Заполярного месторождения до юга Тюменской области протяженностью более 6,5 тысяч км. Природный газ поступает в систему газопроводов, пересекает сотни рек, болотистых участков, проходит по территории Ямало-Ненецкого, Ханты-Мансийского автономных округов, районов юга Тюменской области.

Освоение новых рентабельных источников добычи газа – государственная задача. ПАО «Газпром» в состоянии её реализовать, опираясь на опыт и потенциал таких предприятий, как «Газпром трансгаз Сургут». Это открывает новые перспективы для сургутских газовиков, которые активно внедряют прогрессивные методы транспортировки сырья, участвуют в реализации рационализаторских проектов, проявляя профессионализм, высочайшую работоспособность, целеустремленность, преданность своему делу.

ООО «Газпром трансгаз Сургут» является лидером среди дочерних обществ ПАО «Газпром» в области автоматизации производства, выделяется по другим ключевым показателям. В Обществе всегда делали ставку на новаторский подход в решении производственных задач. Рационализаторские предложения помогают существенно усовершенствовать технологический процесс. Сургутские газовики начали внедрение автоматизированных систем управления еще в 1996 году. Масштабная автоматизация процессов управления сегодня по праву считается конкурентным преимуществом ООО «Газпром трансгаз Сургут».

Большое внимание уделяется охране окружающей среды и выполнению требований природоохранного законодательства. В Обществе утверждена Экологическая политика, которая содержит принципы, обязательства и стратегические цели ООО «Газпром трансгаз Сургут» в области охраны окружающей среды. Основным принципом деятельности Общества является устойчивое развитие, под которым понимается динамичный экономический рост при максимально рациональном использовании природных ресурсов и сохранении благоприятной окружающей среды для будущих поколений.

Направления деятельности ООО «Газпром трансгаз Сургут»:

- транспортировка природного газа по системам магистральных газопроводов;
- поставка газа потребителям через газораспределительные станции по газопроводам-отводам и автомобильные газовые наполнительные компрессорные станции;
- эксплуатация химически опасных производственных объектов;
- развитие и эксплуатация газотранспортных систем;
- строительно-монтажные, ремонтно-строительные и наладочные работы;
- выработка электроэнергии, теплоэнергии, добыча воды, их транспортирование, очистка стоков, организация теплоснабжения объектов.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.03.01.2020.443.20 ПЗ

Лист

6

1 ОБОСНОВАНИЕ И АКТУАЛЬНОСТЬ ТЕМЫ ВКР

Ввиду отсутствия перспектив и возможностей массовой реконструкции парка ГТК-10-4, в рамках восстановления базовых технических показателей, начиная с 2001 года в ООО «Газпром трансгаз Сургут» была сформирована программа повышения эксплуатационной надежности парка агрегатов ГТК-10-4, включившая в себя три основных направления – замену штатных пластинчатых регенераторов на трубчатые, что позволило обеспечить техническое состояние ГПА в межремонтный период на уровне не менее 0,8.

Для поддержания режима работы газотранспортной системы (ГТТ) необходимо поддерживать состояние ГПА на таком уровне, чтобы обеспечивать транспорт запланированных объёмов газа к потребителям. ГПА образно выражаясь являются «сердцами» КС.

Известно, что основное потребление природного газа на собственные нужды КС приходится на топливный газ, используемый в качестве топлива в ГТУ и составляющий примерно 8–10% общего объёма транспортируемого газа. В связи с этим достижение снижения энергетических затрат на КС заключается прежде всего в экономии топливного газа.

С ухудшением технического состояния ГТУ для обеспечения мощности необходимой для транспорта одного и того же объёма газа, как правило требуется увеличение расхода топливного газа.

Для ГТК 10-4 предлагается установить газотурбинный агрегат-регенератор для использования теплоты уходящих газов. При этом состав основного оборудования ГТК 10-4 остается неизменным.

Также необходимо разработать мероприятия по увеличению ресурса и срока службы ГТК 10-4 путем установки более эффективных элементов компрессора.

Состав топлива, поступающего в ГТК 10-4: CH_4 – 94,9%; C_2H_6 – 3,2%; C_3H_8 – 0,4%; C_4H_{10} – 0,1%; C_5H_{12} – 0,1%; N_2 – 0,9%; CO_2 – 0,4%; $Q_{\text{H}}^{\text{P}} = 36,72$ МДж/кг.

Отвод дымовых газов предлагается осуществлять в существующую дымовую трубу 25 м.

Также необходимо разработать систему автоматического управления и регулирования, включающую в себя:

- системы автоматического управления и регулирования;
- система централизованного контроля и управления КС, включающая в себя: автоматизированное рабочее место диспетчера КС (АРМД КС), мнемощит КС и шкаф общестанционной сигнализации и управления (ШОС);
- системы безопасности КС, включающие в себя: систему управления кранами узла подключения, общестанционными и охранными кранами (ЩТУ-11М), систему пожарной сигнализации, в т.ч. устройство представления информации (УПИ) АСП, систему контроля загазованности и ключ аварийной остановки станции.

Газотурбинная установка ГТК 10-4 состоит из блока турбогруппы двух механически несвязанных между собой турбин (турбины высокого давления – для

						Лист
					13.03.01.2020.443.20 ПЗ	7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

привода воздушного компрессора и силовой турбины – для привода газового нагнетателя), воздушного компрессора, камеры сгорания, воздухоподогревателя, пускового турбодетандера, а также систем смазки, регулирования, защиты и управления, обеспечивающих нормальную работу и обслуживание установки.

					<i>13.03.01.2020.443.20 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						8
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

2 ОБЗОР ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

Основной расчетно-теоретический материал выпускной квалификационной работы выполнен в соответствии с нормативно-справочной, научно-методической, нормативно-законодательными актами.

В справочнике Бажан П. И. по теплообменным аппаратам систематизированы важнейшие сведения по теплообменным аппаратам систем судовых, тепловозных, автомобильных и авиационных энергетических установок. Освещены современные конструкции теплообменных аппаратов, вопросы их проектирования и расчета средствами автоматизированного проектирования, методы анализа работы, даны программы расчета и обработки экспериментальных данных.

В справочнике Мартыненко О.Г. по теплообменникам содержится точное изложение классических основ теории теплообмена и современных методов расчета и проектирования теплообменной аппаратуры самого разного назначения.

Важными источниками, которые раскрывают теоретические основы при проектировании тепломеханической части котельных, тепловых и гидроэлектростанций являются книги: «Производственные и отопительные котельные» Е.Ф. Бузникова, К.Ф. Роддатиса; «Тепловые электрические станции» Э.Я. Берзиньша, Бурова В.Д., Дорохова Е.В., Елизарова Д.П.; «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника» Клименко А.В.; «Котельные установки и парогенераторы» Липова Ю.М.; «Котельные установки промышленных предприятий» Сидельковского Л.Н., Юренев В.Н.; «Теплоэнергетика и теплотехника» А.В. Клименко; «Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций» Цанева С.В.; «Проектирование котельных» Палей, Е.Л.

В данной литературе мы можем найти все интересующие нас вопросы о конструкциях теплоэнергетического оборудования, в книгах содержатся все необходимые материалы для разработки принципиальных схем котельных, тепловых и гидроэлектростанций. Авторы книг рекомендуют различные методики по выбору размеров котлов, топочных камер, поверхностей нагрева и в целом компоновки котельных, работающих на различных видах топлива. В этой литературе приведены способы усовершенствования тепловых схем котельных. Данная информация необходима для проектирования, монтажа и эксплуатации.

При рассмотрении вопросов экологии в выпускном квалификационном проекте использовалась следующая литература: «Повышение экологической безопасности тепловых электростанций» Абрамова А.И.; «Методы защиты окружающей среды» Рослякова П.В.; «Дымовые трубы» Ижорина М.Н. В данной литературе рассмотрены основные вопросы по экологической безопасности работы тепловых и гидроэлектростанций на современных предприятиях, уделено большое внимание применяемому оборудованию, благодаря которому можно создавать экологически безопасную тепловую энергию, а также приведены методики по выбору дымовых труб, их основные конструкции и расчеты высот и диаметров.

В вопросах энергосбережения использовалась следующая литература – «Основы энергосбережения» Арутюняна А.А.; «Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях» Данилова О.Л.; «Энергосбережение» Полонского В.М.; Феде-

										Лист
										9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ					

ральный закон РФ от 23 ноября 2009 года № 261-ФЗ. Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации [4]; «Энергосбережение при производстве и распределении тепловой энергии» Гаряева А.Б. В данном перечне книг рассматриваются вопросы энергосбережения на промышленных предприятиях, предлагаются методики внедрения энергосберегающих мероприятий на тепловых и гидроэлектростанциях, а так же приведены примеры по применению энергосберегающих технологий и их результаты при использовании на предприятии.

При изучении вопроса автоматизации технологического процесса мы пользовались следующей литературой: «Автоматизация технологических процессов и производств в теплоэнергетике» Плетнева Г.П.; «Теплотехнические измерения и приборы» Бурова А.Л., Назарова В.И.. В данных источниках подробно рассмотрены вопросы автоматизации технологических процессов в теплоэнергетики и теплотехнологиях, большое внимание уделено системам защиты и управления котлов, горелок котлов, деаэраторов и других элементов тепловой схемы, указана расстановка показывающих и управляющих процессом приборов.

В вопросах безопасности жизнедеятельности на предприятии мы использовали литературу: «Безопасность жизнедеятельности» С.В. Белова; «Охрана труда» Девисилова В.А.; СП 52.13330.2011 СНиП 23-05-95* «Естественное и искусственное освещение»; СП 61.13330.2012 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов»; СП 12.13130.2009 «Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности. Требования пожарной безопасности»; «Снижение шума от энергетического оборудования» Тупова В.Б.; «Шумовое воздействие энергетических объектов на окружающую среду и методы его снижения» Тупова В.Б. В данных книгах рассмотрены основные проблемы безопасности на промышленных предприятиях и их воздействие на персонал, обслуживающий эти предприятия, а также приведены методики по повышению безопасности и разработки различных мер по улучшению работы персонала.

В учебном пособии Алабугина А.А. «Экономико-управленческая часть выпускных квалификационных работ для направления подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника» приведены методы оценки эффективности и экономической целесообразности проекта: метод приведенных затрат, расчет срока окупаемости, SWOT-анализ реализации проекта, принципы построения графика Ганта и др.

Для разработки чертежей приложенных к выпускной квалификационной работе мы использовали: «Атлас конструкций деталей турбин» Трухний А.Д., Крупенникова Б.Н., Троицкого А.Н.; СП 18.13330.2011 «СНиП II-89-80* Генеральные планы промышленных предприятий»; СП 90.13330.2012 Электростанции тепловые. Актуализированная редакция СНиП II-58-75; ГОСТ 20995-75* Котлы паровые стационарные давлением до 3,9 МПа. Показатели качества питательной воды и пара. В данных источниках указаны все нормы и правила по расположению основного и вспомогательного оборудования на промышленных предприятиях, указаны необходимые расстояния для безопасного обслуживания агрегатов.

В библиографическом списке приведен основной состав литературных источников [1 – 47].

					13.03.01.2020.443.20 ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3 СРАВНЕНИЕ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ И ЗАРУБЕЖНЫХ РЕГЕНЕРАТОРОВ

На компрессорных станциях России в качестве ГПА используются в основном регенеративные газотурбинные установки, на долю которых приходится около 85% от общего парка ГПА. Как показывает анализ многолетнего опыта эксплуатации этих агрегатов, эффективность их работы в немалой степени зависит от совершенства регенераторов.

Регенераторы подразделяются на два основных типа: трубчатые и пластинчатые. Каждый из них имеет свои достоинства и недостатки, однако опыт проектирования и эксплуатации ТОА обоих типов позволяет сделать вывод о несомненном преимуществе трубчатого регенератора перед пластинчатым. Так, например, фирма GEA (Германия), занимающаяся разработкой регенераторов различного типа с 1957 года, в основном для ГТУ General Electric, и использующая при этом опыт создания паровых котлов, выполняет регенераторы трубчатыми; утверждая, что удлинением труб с увеличением их числа можно достигнуть эффективности регенератора, повышая КПД всей ГТУ, без применения давления на стороне газа и воздуха.

Конструкция первого поколения трубчатых регенераторов представляла собой кожухотрубчатый ТО, одноходовой по выхлопным газам и восьми ходовой по воздуху с общим противоточным движением теплоносителей. Ее основной недостаток – большая масса и необходимость в связи с этим осуществлять сборку при строительстве.

Следующее поколение трубчатых регенераторов – регенераторы гексагонального типа, они отличаются большей поверхностью теплообмена и требуют меньше затрат на монтаж. Трубчатый регенератор гексагонального типа состоит из шести вертикальных трубных пучков, выхлопные газы входят снизу и делают шесть или восемь ходов перед выходом в атмосферу.

Сжатый воздух поступает снизу, по центральной трубе поднимается вверх, где распределяется по трубным пучкам и затем направляется вниз. Такая система обеспечивает общее противоточное движение теплоносителя. Обычно в первом ходе используют гладкие трубы для сведения к минимуму возможности окисления металла, а в остальных ходах – трубы с небольшим коэффициентом оребрения.

В 1973 году была разработана новая конструкция трубчатых регенераторов – башенного типа. В новой конструкции также имеется центральная труба, но в трубных пучках используются гладкие трубы с небольшим шагом, чтобы уменьшить относительно компактный теплообменник. Выхлопные газы входят снизу, обтекают трубы и выходят в атмосферу. Воздух поступает также снизу, проходит через центральную трубу и далее идет вниз чистым противотоком. В этом типе регенератора применяют трубки из углеродистой или легированной стали для повышенных температур. Опорная трубная доска, выполненная в виде «сот» обеспечивает устойчивость труб.

Башенный регенератор пригоден для работы ГТУ с низкосортным топливом.

										Лист
										11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ					

В 1975 году была создана новая конструкция трубчатого регенератора (без центральной колонны с U-образными трубками). Такие регенераторы обеспечивают хорошее тепловое расширение и необходимую компенсацию в случае неравномерного температурного поля теплоносителей.

Основные достоинства трубчатых регенераторов – их надежность и отсутствие утечек. Гексагональные регенераторы, установленные на Транс канадском газопроводе, проработали 14 лет без обслуживания и ремонта. За этот период утечек воздуха не было. Высокая надежность и ресурс, постоянство характеристик трубчатых регенераторов делают их преимущественнее по сравнению с пластинчатыми. На ряде компрессорных станций пластинчатые регенераторы были заменены на трубчатые. Средняя наработка составила 51400 часов без утечек и с минимальным обслуживанием.

В процессе разработки и проектировании регенераторов различного типа перед фирмами-разработчиками ставится задача, связанная с проблемой интенсификации теплообмена.

Шведская фирма Kommand; Tbolaget United Sterling AB&Co предлагает свой способ решения проблемы интенсификации процесса теплообмена. В запатентованном фирмой трубчатом теплообменнике предлагается на внешней поверхности труб накатывать винтовые канавки встречных направлений, которые создают на внутренней поверхности труб выступы, способствующие турбулизации потока газов в трубах. Накатка, кроме того, делает трубы более эластичными и повышает прочность ТО.

Для турбулизации потока вокруг труб предлагается пространство между трубами заполнить мелкими шариками из материала с большой теплопроводностью, собранных в пакеты.

Кроме проблемы интенсификации теплообмена немаловажной проблемой является компенсация напряжений, возникающих в регенераторах. Одним из способов решения этой задачи является способ, предложенный и запатентованный фирмой Joseph Lucas Ltd. (Англия).

Трубчатый теплообменник, в котором возникают растягивающие напряжения в трубах, предлагается компенсировать путем стягивания торцов теплообменных аппаратов равномерно расположенными вокруг кожуха стержнями, причем стягивающие усилия пропорционально растягивающим силам. С этой целью каждый стержень одним концом жестко скреплен с кронштейном кожуха, а другой конец соединен с поршнем в цилиндре, к которому подводится масло под давлением. Давление масла создается плунжером, соединенным с двумя поршнями в воздушном цилиндре, причем один поршень нагружен давлением в межтрубном пространстве, а другой – давлением в трубках. При увеличении какого-либо из этих давлений (или обоих) поршни перемещают плунжер, и натяжение стержней увеличивается. Положительное давление в магистрали поддерживается насосом.

В этой же связи необходимо отметить, что фирма GEA (Германия) для компенсации термических напряжений на протяжении ряда лет занимается разработкой трубчатого регенератора с промежуточным теплоносителем, утверждая, что к преимуществам таких теплообменников относятся простота конструкции, малое

						Лист
					<i>13.03.01.2020.443.20 ПЗ</i>	12
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

гидравлическое сопротивление, отсутствие смещения и утечек рабочего тела. Общий КПД энергетической ГТУ с такими теплообменниками только за счет устранения утечек может быть повышен с 20 до 25%.

Проблема высоких термических напряжений очень тесно связана с проблемой соединения регенератора с корпусом ГТГ. Довольно интересное решение предлагает фирма Caterpillar Tractor Co. запатентованная конструкция фланцевого соединения допускает осевые и поперечные смещения. Осевое смещение соединений (например, при изменении температуры) допускается за счет податливости конических стенок трубопровода.

Наконец, вопрос компактности и простоты сборки регенератора, который каждая фирма решает по-своему. Так, например, фирма Bresa (Нидерланды) выпускает регенераторы в блочном виде, решая, таким образом, проблему агрегатно-узлового метода ремонта. Один блок соответствует ГТУ мощностью 11 МВт. Путем объединения нескольких блоков можно собрать ТОА для ГТУ мощностью 100МВт.

В то же время дочернее предприятие фирмы Westing House (США) в Германии Lohse Glong Inc. запатентовала конструкцию трубчатого противоточного теплообменника, в котором охлаждаемая среда перемещается по трубкам, представляющим собой многорядную спираль, расположенную внутри цилиндрического корпуса и навитую вокруг центральной трубы. Ряды спирали разделены листовыми сегментными перегородками, образующими спиральный канал, по которому подается хладагент. Теплообменный аппарат отличается простотой изготовления и сборки.

По типу поверхности теплообмена регенераторы разделяются на пластинчатые и трубчатые. Выбор того или иного типа регенератора для каждой установки должен рассматриваться индивидуально, но зависит в той или иной степени от двух факторов:

а) внешних по отношению к ГТУ исходных данных;

б) технического совершенства характеристик элементов ГТУ. Внешние исходные данные – это, прежде всего стоимость топлива, удельная стоимость регенератора, стоимость сопутствующих капитальных вложений (транспортировка, объём строительно-монтажных работ), базовый и пиковый характер использования. Внутренние факторы – это, правильный учет или предсказание технических характеристик ГТУ: КПД турбомашин в регенеративном и безрегенеративном варианте, соотношение между гидравлическими сопротивлениями и тепловой экономичностью регенератора, наличие и величина утечек воздуха, стабильность степени регенерации в процессе эксплуатации, ресурс ГПА и регенератора.

Рассмотрим некоторые из этих определений для пластинчатых и трубчатых регенераторов. На основе анализа зарубежного опыта и работ наших специалистов был сделан вывод, что основной недостаток у пластинчатых регенераторов - появление неплотностей в процессе эксплуатации. Обычно в этом случае возникают две ситуации:

а) периодичность и затраты на ремонт достаточно велики и экономически не оправдывают получаемые эффекты;

					<i>13.03.01.2020.443.20 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						<i>13</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

б) ремонтные работы в полной мере не обеспечивают получение исходных характеристик ГТУ или их восстановление носит кратковременный характер, то есть появляется плохая ремонтпригодность регенератора.

Чтобы увеличить срок службы регенератора необходима комбинация двух факторов:

а) увеличение времени пуска и нагрузки;

б) защита регенератора при останове от внешних условий. Трубчатые регенераторы в этом отношении лучше приспособлены к переменным термическим нагрузкам и, проигрывая пластинчатым в стоимости, массе и габаритах, привлекают потребителя (эксплуатационщика) большей надёжностью и меньшими потребностями в ремонтном обслуживании. Таким образом, ввиду явного преимущества трубчатых регенераторов перед пластинчатыми выбираем трубчатый. Разработка таких регенераторов ведется и за рубежом и в России. В частности, АО «Подольский машиностроительный завод» производит трубчатый регенератор типа РВП-3600-02 (рисунок 3.1).

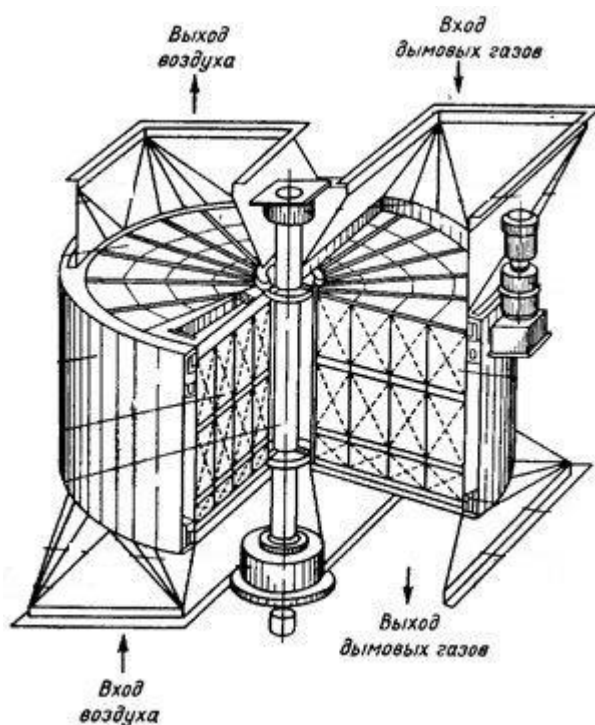


Рисунок 3.1 – Регенератора типа РВП-3600-02

Данный регенератор предназначен для реконструкции газотурбинных установок ГТК-10. Также заводом ведутся работы по разработке и подготовке производства регенераторов для установки ГТ-750-ОА2, а также ГТК 10И, ГТК-25И и др. Наиболее известные западные фирмы – разработчики трубчатых регенераторов – GEA (Германия) и Breda (Нидерланды).

Также следует отметить некоторые особенности такого регенератора: корпус является силовым, трубки диаметром 18 мм выполнены круглыми, гладкими, бесшовными и в трубных досках крепятся вальцовкой и сваркой.

4 СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Как уже отмечалось выше, существует большой парк газотурбинных установок (ГТУ), компрессорных станций, отработавших довольно большой срок, у которых наблюдается коробление корпуса турбины и осевого компрессора.

Для выбора типа регенератора необходимо произвести расчет необходимой теплоты на отопление зданий. Расчет ведется по укрупненным показателям: по объему здания [26].

4.1 Исходные данные

Определение тепловых нагрузок потребителей производится по укрупненным показателям. Максимальный расход теплоты на отопление зданий определяется по формуле (4.1):

$$Q_0^{\max} = 10^{-3} \cdot (1 + \mu) \cdot q_0 \cdot V \cdot (t'_g - t'_n) \cdot \beta_t \cdot (1 - q_{em}), \quad (4.1)$$

где V – объем зданий по наружному обмеру, м³;

q_0 – отопительная характеристика зданий, Вт/м³·К;

β_t – поправочный коэффициент, определяемый по формуле (4.2):

$$\beta_t = 0,54 + \frac{22}{t'_g - t'_n}, \quad (4.2)$$

где t'_g – внутренняя расчетная температура воздуха в здании, °С;

t'_n – расчетная температура наружного воздуха, °С;

μ – коэффициент инфильтрации для расчета теплопотерь зданиями, определяемый по формуле (4.3):

$$\mu = b \sqrt{2gH \left(1 - \frac{273 + t'_n}{273 + t'_g} \right) + \omega_v^2}, \quad (4.3)$$

где $b=30 \div 40 \cdot 10^{-3}$ для отдельно стоящего здания;

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – ускорение свободного падения;

H – высота здания (10 ÷ 15), м;

ω_v – скорость ветра, м/с;

$q_{вт}$ – относительные внутренние тепловыделения, кВт/кВт;

q_0 – отопительная характеристика здания Вт/м³·К.

В таблице 4.1 представлены тепловые нагрузки зданий, находящихся на газоконпрессорной станции с указанием этажности, геометрических и климатических исходных данных и расчетом теплопотребления [33].

										Лист
										15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ					

Таблица 4.1 – Тепловые нагрузки зданий на газокompрессорной станции

Наименование здания	Кол. этаж.	Объём здания, м ³	Площадь, м ²	Температура внутреннего воздуха, °С	Тепло потребление, Гкал/ч
КНС-1	1	70	21	15	0,004
КНС-2	1	70	21	15	0,004
ХВО	1	556	143	15	0,021
АБК	1	2542	980	18	0,121
Узел связи	1	1011	245	18	0,075
Материальный склад	1	7734	758	18	0,021
Администрация	3	7254	571	18	0,333
Слесарная мастерская №1	1	450	114	18	0,019
Токарная мастерская	1	108	18	18	0,005
БЭС №2	1	108	18	15	0,003
БЭС №3	1	108	18	15	0,003
Пожарная ёмкость №1	1	250	–	10	0,005
Пожарная ёмкость №2	1	250	–	10	0,005
Насосная	1	216	54	10	0,011
БРГ	1	144	35	18	0,007
Операторная ТКЦ	1	2824	608	18	0,213
Маслоблок	1	504	50	15	0,156
Теплица	1	5567	214	20	0,170
ТКЦ №1	1	41160	4200	10	0,610
ТКЦ №2	1	41160	4200	10	0,610
ТКЦ №3	1	41160	4200	10	0,610
ТКЦ №4	1	41160	4200	10	0,610

Максимальное теплотребление при самой низкой наружной температуре воздуха составляет 5,14 Гкал/ч.

Определение технического состояния ГТК-10-4:

- давление газа на входе в нагнетатель $P_1=3,52$ МПа;
- давление на выходе $P_2=4,02$ МПа;
- температура на входе в нагнетатель $t_1=40$ °С;
- температура на выходе $t_2=170$ °С;
- частота вращения вала ТНД $n=3800$ об/мин;
- температура газов на входе в ТВД =726 0С;
- температура воздуха на входе в осевой компрессор $P=0,1$ МПа;

– низкая теплота сгорания топливного газа $Q_{\text{нр}}=36283$ кДж/нм³.

Для расчёта КПД по первому способу необходимо знать химический состав природного газа. На практике целесообразно использовать упрощённые эмпирические состояния, предложенные в работе, для определения основных термодинамических величин природного газа по метану (4.4):

$$(C_p D_h)_{CH_4} = (0,00012t_2 - 0,0135t + 0,31) \cdot P - 0,0463t + 11,19, \quad (4.4)$$

где: $(C_p D_h)_{CH_4}$ – комплекс, кДж/кг МПа;

C_p – изобарная теплоемкость метана, кДж/кг°С ;

D_h – коэффициент Джоуля – Томсона, °С/МПа;

t – температура выхода газа из нагнетателя, °С;

P – давление входа газа в нагнетатель, МПа;

Изобарная теплоемкость метана определяется по (4.5):

$$(C_p)_{CH_4} = (0,003 - 0,0009P) \cdot t + 0,011P + 2,08 \quad (4.5)$$

$$(C_p D_h)_m = (1,37 - 0,37 \cdot 0,97) \cdot \left[\begin{array}{l} (0,00012 \cdot 17^2 - 0,0135 \cdot 17 + 0,31) \times \\ \times 3,77 - 0,0463 \cdot 17 + 11,19 \end{array} \right] = 10,2 \text{ кДж/МПа}$$

$$(C_p)_m = (0,37 + 0,63 \cdot 0,97) \cdot \left[\begin{array}{l} (0,003 - 0,0009 \cdot 3,53) \times \\ \times 10,5 + 0,11 \cdot 3,53 + 2,08 \end{array} \right] = 2,4 \text{ кДж/кгК}$$

Потенциальная функция определяется по формуле (4.6):

$$P_v = (P_v)_{CH_4} \cdot (1,49 - 0,49 \cdot r_{CH_4}), \quad (4.6)$$

где P_v – потенциальная функция, кДж/кг;

Потенциальная функция по метану определяется по формуле (4.7):

$$(P_v)_{CH_4} = (0,017 \cdot P + 0,555) \cdot t - 2,73 \cdot P + 139,4 \quad (4.7)$$

$$(P_v)_{1CH_4} = (0,017 \cdot 3,52 + 0,555) \cdot 4 - 2,73 \cdot 3,52 + 139,4 = 132,6 \text{ кДж/кг} \cdot \text{МПа}$$

$$(P_v)_{2CH_4} = (0,017 \cdot 4,02 + 0,555) \cdot 17 - 2,73 \cdot 4,02 + 139,4 = 139,0 \text{ кДж/кг} \cdot \text{МПа}$$

$$P_{v1} = 132,6 \cdot (1,49 - 0,49 \cdot 0,97) = 134 \text{ кДж/кг} \cdot \text{МПа}$$

$$P_{v2} = 139,0 \cdot (1,49 - 0,49 \cdot 0,97) = 141 \text{ кДж/кг} \cdot \text{МПа}$$

Тогда политропический коэффициент полезного действия нагнетателя найдем по формуле (4.8):

$$\eta_{пол} = \frac{\omega}{\Delta h}, \quad (4.8)$$

где ω – потенциальная работа сжатия, кДж/кг;

$(P_v)_{cp}$ – среднее значение потенциальной функции P_v при условиях входа и выхода, кДж/кг·МПа;

Δh – разность энтальпии газа по нагнетателю, кДж/кг

$$(P_v)_{cp} = \frac{134,6 + 141}{2} = 137,8 \text{ кДж/кг} \cdot \text{МПа}$$

Потенциальная работа сжатия определяется по формуле (4.9):

$$\omega = (P_v)_{cp} \cdot \ln \varepsilon, \quad (4.9)$$

где ε – степень сжатия нагнетателя, определяемая по формуле (4.10):

$$\varepsilon = \frac{P_2}{P_1} \quad (4.10)$$

$$\varepsilon = \frac{4,02}{3,52} = 1,142$$

$$\omega = 137,8 \cdot \ln 1,142 = 18,3 \text{ кДж/кг}$$

Разность энтальпии газа по нагнетателю определим по формуле (4.11):

$$\Delta h = C_{pm} \cdot \Delta t - (C_p D_h)_{cp} \cdot \Delta P, \quad (4.11)$$

где Δt – разница температуры газа на выходе и входе нагнетателя, °С;

ΔP – разница давлений на выходе и входе нагнетателя, МПа.

Разница температуры газа на выходе и входе нагнетателя определим по формуле (4.12):

					13.03.01.2020.443.20 ПЗ	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\Delta t = t_2 - t_1 \quad (4.12)$$

$$\Delta h = 2,4 \cdot 133 - 10,2 \cdot 0,59 = 25,2 \text{ кДж/кг}$$

$$\eta_{пол} = \frac{18,3}{25,2} = 0,73$$

Приведенная относительная частота вращения находится по формуле (4.13):

$$n_{пр} = \frac{n}{n_0} \cdot \sqrt{\frac{(ZRT)_{пр}}{ZRT_1}}, \quad (4.13)$$

где $T_{пр}$ – температура газа при всасывании нагнетателя, К;

T – фактическая температура газа на всесе нагнетателя, К;

n – фактическая частота вращения ротора ТНД, об/мин;

n_0 – номинальная частота вращения ротора ТНД, об/мин;

$Z, Z_{пр}$ – коэффициент сжимаемости газа на входе в нагнетатель приведенная и фактическая величины соответственно;

$R, R_{пр}$ – газовая постоянная, фактическая и приведенная, Дж/кгК;

Приведенная газовая постоянная определяется по формуле (4.14):

$$R_{пр} = \frac{R}{\Delta v}, \quad (4.14)$$

где Δv – относительная плотность по воздуху.

$$n_{пр} = \frac{3800}{4800} \cdot \sqrt{\frac{293 \cdot 49 \cdot 91}{277 \cdot 0,88 \cdot 47,8}} = 0,83$$

Определяем паспортное значение КПД нагнетателя коэффициент технического состояния нагнетателя (4.15):

$$K_n = \frac{\eta_{пол}}{\eta_{пол}^{пасп}}, \quad (4.15)$$

где $\eta_{пол}$ – политропный КПД нагнетателя;

$\eta_{пол}^{пасп}$ – политропный КПД (паспортный) нагнетателя.

$$K_n = \frac{0,73}{0,83} = 0,88$$

										Лист
										19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ					

Плотность газа на входе в нагнетатель (4.16):

$$\rho = \frac{P_1 \cdot 10^4}{ZRT}, \quad (4.16)$$

где ρ – плотность газа на входе в нагнетатель, кг/м³.

Расход газа через нагнетатель (4.17):

$$G_H = Q_{np} \cdot \rho_{np} \cdot \frac{n}{n_H} \cdot \frac{1}{60}, \quad (4.17)$$

где G_H – расход газа через нагнетатель, м³/мин;

Q_{np} – приведённый расход через нагнетатель по условиям всасывания, м³/мин.

$$G_H = 515 \cdot 36 \cdot \frac{3800}{4800} \cdot \frac{1}{60} = 244 \text{ кг/с}$$

Мощность потребляемая нагнетателем (4.18):

$$N_{hH} = G_H \cdot \Delta h_n, \quad (4.18)$$

где N_{hH} – мощность потребляемая нагнетателем, кВт.

Эффективная мощность ГТУ (4.19):

$$N_e = N_{hH} + \Delta N_{мех}, \quad (4.19)$$

где N_e – эффективная мощность ГТУ, кВт;

$\Delta N_{мех}$ – потери мощности механические, кВт.

$$N_{hH} = 244 \cdot 25,2 = 6164 \text{ кВт}$$

Относительная приведённая температура газа перед ТВД (4.20):

$$T_Z^{np} = \frac{T_Z}{T_{Z0}} \cdot \frac{T_{a0}}{T_a}, \quad (4.20)$$

где T_Z^{np} – относительная приведенная температура газа перед ТВД;

T_Z – фактическая температура газа перед ТВД, К;

T_{Z0} – номинальная температура газов перед ТВД, К;

T_{a0} – номинальная температура воздуха на входе компрессора, К;

									Лист
									20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ				

T_a – фактическая номинальная температура воздуха на входе в компрессор, К.

$$T_z^{np} = \frac{999,15}{1053} \cdot \frac{288,15}{280,15} = 0,97$$

Приведённая мощность ГТУ (4.21):

$$N_{enp} = \bar{N}_{enp} \cdot \frac{1}{\sqrt{\frac{T_{a_0}}{T_a} \cdot \frac{R_{a_0}}{R_a}}}, \quad (4.21)$$

где \bar{N}_{enp} – приведенная относительная мощность (4.22):

$$\bar{N}_{enp} = 1 - 4,2 \cdot (1 - T_z^{np}) \cdot T_z^{np} \quad (4.22)$$

$$\bar{N}_{enp} = 1 - 4,2 \cdot (1 - 0,97) \cdot 0,97 = 0,877$$

Коэффициент технического состояния ГТУ по мощности (4.23):

$$K_n = \frac{N_e}{N_e^{насл}} \quad (4.23)$$

$$K_n = \frac{6164}{8683} = 0,71$$

Теплота сгорания топлива с учётом ухудшения технического состояния ГТУ (4.24):

$$B_{TG} Q_{HP} = \frac{0,25 \cdot (1 + (1 - K_n))}{\eta_e^{ном}} \cdot N_e \cdot \frac{R_a}{R_{a_0}} \cdot \sqrt{\frac{T_a}{T_{a_0}}} + 3 \cdot N_e \quad (4.24)$$

$$B_{TG} Q_{HP} = \frac{0,25 \cdot (1 + (1 - 0,71))}{0,28} \cdot 6154 \cdot \frac{0,11}{0,1013} \cdot \sqrt{\frac{280,15}{288,15}} + 3 \cdot 6154 = 29359 \text{ кВт}$$

Расход газа на ГТУ (4.25):

$$B_{TG} = \frac{B_{TG} Q_{HP}}{Q_{HP}}, \quad (4.25)$$

где B_{TG} – расход топливного газа, м³/ч.

					13.03.01.2020.443.20 ПЗ	Лист 21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$B_{ТГ} = \frac{29359}{36283} = 2913 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Коэффициент полезного действия ГТУ (4.26):

$$\eta_e = \frac{N_e}{B_{ТГ} Q_{HP}} \quad (4.26)$$

$$\eta_e = \frac{6164}{29359} = 21\%5$$

4.2 Выбор параметров элементов регенератора

Рассчитаем диаметры трубопроводов для подвода воздуха от компрессора к регенератору и от регенератора к камере сгорания (4.27):

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G_B}{\pi \cdot \rho_B \cdot W}}, \quad (4.27)$$

где d – диаметр воздуховода, мм;
 G_B – расход воздуха кг/с;
 W – скорость воздуха в патрубках, м/с;
 ρ_B – плотность воздуха, кг/м³.

Рассчитаем плотность воздуха (4.28):

$$\rho_g = \frac{P_g}{R_g \cdot T_g}, \quad (4.28)$$

где P_B – давление воздуха на входе в регенератор, МПа;
 R_B – газовая постоянная, Дж/кг·К;
 T_B – температура воздуха на входе в регенератор, К;

$$\rho_g = \frac{0,49 \cdot 10^6}{288 \cdot 473} = 3,6 \text{ кг/м}^3$$

По всему трубопроводу осевого компрессора – регенератора примем скорость течения воздуха 25 м/с. Рассчитаем диаметр:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 40,45}{3,14 \cdot 3,6 \cdot 25}} = 0,78 \text{ м}$$

Принимаем $d=800$ мм [29].

										Лист
										22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ					

Рассчитаем плотность воздуха:

$$\rho_g = \frac{0,409 \cdot 10^6}{288 \cdot 718} = 1,98 \text{ кг/м}^3$$

и диаметр по формуле

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 40,45}{3,14 \cdot 1,98 \cdot 25}} = 1,022 \text{ м}$$

Принимаем диаметр 1022 мм.

Рассчитаем длину и количество трубок. Учитывая стесненные условия, несущую способность фундаментов, определяем поверхность теплообмена одной секции регенератора $F=1800 \text{ м}^2$.

По рекомендации принимаем скорость движения газов 20 м/с. И определяем площадь S одного метра трубы диаметром 25 мм $S=0,079 \text{ м}^2$ [29].

Найдем общую длину трубок (4.29):

$$L = \frac{F}{S} \quad (4.29)$$

$$L = \frac{1800}{0,079} = 21784,81 \text{ м}$$

Определим расход газов через одну трубку при скорости 20 м/с (4.30):

$$G = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot \rho \cdot W}{4}, \quad (4.30)$$

где ρ – плотность газов, кг/м³;

W – скорость газов, м/с.

$$G = \frac{3,14 \cdot 0,0252 \cdot 0,776 \cdot 20}{4} = 0,0076 \text{ кг/с}$$

Определяем количество трубок (4.31):

$$N = \frac{V_r}{G}, \quad (4.31)$$

где V_r – расход газов от ГТУ, м³/с.

$$N = \frac{41,65}{0,0076} = 5480 \text{ шт.}$$

					13.03.01.2020.443.20 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

Длина одной трубки (4.32):

$$\ell = \frac{L}{N} \quad (4.32)$$

$$\ell = \frac{21784,81}{5480} = 3,9 \text{ м}$$

Шаг трубной решетки принимаем равным 33 мм.

4.3 Описание конструкции регенератора

Газотурбинный агрегат-регенератор пластинчатый трубчатый РГУ-1800-01.

Основные конструктивные и расчетные характеристики приведены для одной секции регенератора. Основные конструктивные параметры секции регенератора приведены в таблице 4.2 [43].

Таблица 4.2 – Конструктивные параметры РГУ-1800-01

Наименование параметра	Обозначение	Ед. изм.	Величина
Диаметр и толщина корпуса	Д×S	мм	13214×12
Диаметр и толщина гладких теплообменных труб	d×S	мм	25×1
Количество теплообменных труб, не менее	n	шт.	5508
Длина труб	L	мм	3500
Шаг трубной решетки	S	мм	33
Материал труб	–	–	15ХМ
Толщина перегородок	S	мм	10
Диаметр и толщина воздушных патрубков	Д×S	мм	824×8

Расчетные номинальные параметры воздуха и продуктов сгорания секции регенератора приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Расчетные параметры работы РГУ-1800-01

Наименование показателя	Ед. изм.	Величина	
		Межтрубное пространство	Трубное пространство
1	2	3	4
Среда	–	Воздух	Продукты сгорания

Продолжение таблицы 4.3

1	2	3	4
Давление рабочее	МПа	0,33	0,006
Расчетное давление	МПа	0,39	0,006
Рабочая температура, не более			
вход	°С	200	520
выход	°С	433,5	302
Расход (на одну секцию)	кг/с	40,25	41,65
Степень регенерации, не менее		0,73...0,74	
Суммарное относительное аэродинамическое сопротивление, не более	%	5,5	
Число циклов (пуск-останов) секции за весь срок службы, не более	шт.	1000	

В конструкции регенератора применяются стали перлитного и хромомолибденового классов.

Конструкция регенератора обеспечивает:

- доступ к трубным доскам через люки-лазы в камерах подвода и отвода продуктов сгорания;
- опорожнение и свободный сток в горизонтальном положении при изготовлении и эксплуатации.

Полный ресурс регенератора – 100 тыс. часов.

Расчетный срок службы – 15 лет.

Регенератор должен быть гидроиспытан по межтрубному пространству. Давление гидроиспытания (пневмоиспытаний) по межтрубному пространству должно быть не более 0,78 МПа (8,0 кгс/см²), температура воды(+5 ...+40) °С. Количество испытаний на заводе и в эксплуатации – не более 10.

После проведения гидравлических испытаний обеспечить слив воды из полостей секции регенератора при всех снятых колпачковых гайках дренажных трубок линзовых компенсаторов и заглушках.

Регенератор состоит из 2-х секций с присоединяемыми трубопроводами (до здания компрессорной станции). Секция регенератора посредством фланцевых соединений присоединяется к поставляемым в комплекте газоходам и воздухоходам до здания компрессорной станции и далее к существующим газоходу и воздухоходам ГТК-10-4. Компенсатор газохода устанавливается внутри здания компрессорной станции.

Секция регенератора представляет собой горизонтальный теплообменный аппарат кожухотрубного типа с линзовым компенсатором на корпусе.

					13.03.01.2020.443.20 ПЗ	Лист
						25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для подогрева воздуха, проходящего в межтрубном пространстве, используется тепло продуктов сгорания газотурбинных газоперекачивающих агрегатов типа ГТК-10-4.

Поверхность теплообмена секции регенератора выполнена из труб с интенсификаторами теплообмена $\text{Ø}25 \times 1$ мм из стали 15ХМ ГОСТ 8733-74.

Теплообменные трубы расположены по равностороннему треугольнику с шагом 33 мм. Концы труб закреплены в трубных досках при помощи вальцовки и сварки. Трубная доска входной камеры изготовлена из стали 12ХМ, трубная доска выходной камеры – из стали 22К. Положение труб в осесимметричном трубном пучке фиксируется кольцевыми и дисковыми перегородками, организующими четырехходовое поперечное обтекание теплообменных труб. Перегородки выполнены из стали 16ГС ГОСТ 5520-79 и закреплены на 18-ти маячных стержнях $\text{Ø}20$ мм из стали 20 ГОСТ 1050-88.

Корпус секции регенератора выполнен из обечаек с наружным диаметром 3214 мм с толщиной стенки 12 мм из стали 09Г2С, 16ГС ГОСТ 5520-79. К обечайкам корпуса приварены трубные доски, к которым приварены камеры подвода и отвода продуктов сгорания. Для обеспечения компенсации разницы температурных линейных расширений по длине корпуса и труб на корпусе установлен 3-х линзовый компенсатор толщиной 8 мм из стали 20К ГОСТ 5520-79.

Камера подвода продуктов сгорания представляет собой коническую обечайку с толщиной стенки S мм, выполненную из стали 12ХМ ГОСТ 5520-79. Камера отвода продуктов сгорания представляет собой коническую обечайку с толщиной стенки 8 мм, выполненную из стали 16ГС ГОСТ 5520-79.

Для обеспечения осмотра и ремонта узлов соединения «труба – трубная доска» в камерах подвода и отвода продуктов сгорания установлены люки – лазы $\text{Ду} 600$ мм, крышки которых снабжены поворотным устройством.

Для компенсации разницы температурных расширений на трубопроводах подвода и отвода воздуха установлены линзовые компенсаторы толщиной 6 мм, выполненные из стали 16ГС ГОСТ 5520-79 (подвод воздуха) и 12ХМ ГОСТ 5520-79 (отвод воздуха). Для подъема и строповки при установке секции регенератора на монтаже имеются четыре уха. Полость по межтрубному пространству снабжена воздушниками и дренажами, используемыми при проведении гидравлических испытаний. Необходимо обеспечить сохранность дренажных штуцеров на компенсаторе от механических повреждений. На корпусе аппарата имеются скобы для крепления теплоизоляции.

Секция регенератора имеет две опоры, воспринимающие весовые нагрузки. Имеется одна неподвижная опора – для фиксирования положения секции регенератора. Вторая опора подвижная – для обеспечения свободы перемещения от температурных расширений.

4.4 Тепловой расчет регенератора

Основополагающими соотношениями для теплового расчета любого теплообменного аппарата являются уравнения теплового баланса и теплопередачи. Ос-

					13.03.01.2020.443.20 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		26

новным моментом расчета является, как правило, определение значения среднего для всей поверхности теплообмена коэффициента теплопередачи k [26].

Для расчёта теплообменного аппарата, примем противоточную схему теплоносителей. В качестве поверхностного теплообмена будем использовать трубчатую матрицу. Для начала необходимо составить уравнение теплового баланса, для трёх участков теплообменного аппарата. Уравнение теплового баланса для поверхностного аппарата в общем случае имеет вид (4.33):

$$Q = G_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_1'' - t_1') = G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_2' - t_2''), \quad (4.33)$$

где Q – тепловая мощность аппарата, кВт;

G_1, G_2 – массовые расходы первичного и вторичного теплоносителей, кг/с;

C_{p1}, C_{p2} – теплоемкости первичного и вторичного теплоносителей, кДж/(кг·К);

t_1', t_2' – температуры первичного и вторичного теплоносителей на входе в аппарат, °С;

t_1'', t_2'' – температуры первичного и вторичного теплоносителей на выходе из аппарата, °С.

Тогда выражение для нахождения температуры дымовых газов будет выглядеть так (4.34):

$$t_1'' = \frac{G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_2' - t_2'') + G_1 \cdot C_{p1} \cdot t_1'}{G_1 \cdot C_{p1}} \quad (4.34)$$

Используя уравнение теплового баланса, найдем температуру дымовых газов, для этого определим количество теплоты, передаваемого в единицу времени (4.35):

$$Q = G_2 \cdot C_{p2} \cdot (t_2' - t_2'') \quad (4.35)$$

Далее необходимо рассчитать средний температурный напор (4.36):

$$\Delta \bar{t} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mathcal{M}}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mathcal{M}}} \right)} \quad (4.36)$$

Наибольший температурный напор (4.37):

$$\Delta t_{\delta} = (t_1'' - t_2') \quad (4.37)$$

Наименьший температурный напор (4.38):

$$\Delta t_m = (t_2'' - t_2') \quad (4.38)$$

Уравнение теплопередачи запишем следующим образом (4.39):

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta \bar{t} \quad (4.39)$$

Тогда площадь теплоотдачи (4.40):

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta \bar{t}} \quad (4.40)$$

Средняя температура воды (4.41):

$$t_{cp1} = \frac{t_1' + t_1''}{2} \quad (4.41)$$

Средняя температура дымовых газов (4.42):

$$t_{cp2} = \frac{t_2' + t_2''}{2} \quad (4.42)$$

Площадь поперечного сечения (4.43):

$$F_0 = \frac{G_2}{\rho_i \cdot \omega_i} \quad (4.43)$$

Найдем число Рейнольдса для течения теплоносителя в трубках (4.44):

$$Re = \frac{d_i \cdot \omega_i}{\nu_i} \quad (4.44)$$

Количество трубочек (4.45):

$$n = \frac{F_0}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \quad (4.45)$$

Далее находим число Нуссельта (4.46):

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \varepsilon_i \quad (4.46)$$

Коэффициент теплоотдачи внутри трубок (4.47):

									Лист
									28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ				

$$\alpha_2 = \frac{Nu_i \cdot \lambda_i}{d_{вн}} \quad (4.47)$$

Находим скорость дымовых газов обтекающих трубочки (4.48):

$$\omega_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot F}, \quad (4.48)$$

где F – площадь площади входа и выхода теплоносителя, m^2 (4.49):

$$F = h \cdot (R - d_{вн} \cdot N) \quad (4.49)$$

Определим коэффициент теплоотдачи со стороны дымовых газов. Найдем число Нуссельта (4.50):

$$Nu = 0,27 \cdot Re^{0,63} \cdot Pr^{0,36} \quad (4.50)$$

Коэффициент теплоотдачи (4.51):

$$\alpha_1 = \frac{Nu_i \cdot \lambda_i}{d_{нар}} \quad (4.51)$$

Определим коэффициент теплопередачи по формуле для цилиндрической поверхности (4.52):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_{см}} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (4.52)$$

Рассчитаем площадь теплообмена по формуле (4.53):

$$F_{mo} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t} \quad (4.53)$$

Определим общую длину труб теплообменника как (4.54):

$$L = \frac{F_{mo}}{\pi \cdot d_{cp} \cdot N}, \quad (4.54)$$

где d_{cp} – средний диаметр трубочек, мм.

Величина теплового потока для всего рекуператора (4.55):

					13.03.01.2020.443.20 ПЗ	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$Q' = G_1 \cdot C_{p1} \cdot (t_1' - t_1'') \quad (4.55)$$

Параметры дымовых газов:

Расход: $G_1 = 28$ кг/с.

Теплоёмкость: $C_{p1} = 1154$ кДж/кг·К.

$$Q'' = 28 \cdot 1154 \cdot (540 - 255) = 9208,9 \text{ кВт}$$

Определим расход пара:

$$G_2 = \frac{9208,9}{3116,1 - 65,85} = 3,019 \text{ кг/с}$$

Величина теплового потока на первом участке:

$$Q_1 = 3,019 \cdot (1008 - 65,85) = 2884,3 \text{ кВт}$$

Температура дымовых газов в начале участка испарения воды:

$$t_1'' = 255 + \left(\frac{2884,3}{28 \cdot 1154} \right) = 344,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Величина теплового потока на втором участке:

$$Q_2 = 3,019 \cdot (2803 - 1008) = 5419,1 \text{ кВт}$$

Величина теплового потока на третьем участке:

$$Q_3 = 3,019 \cdot (3116,1 - 2803) = 945,2 \text{ кВт}$$

Температура дымовых газов на выходе из участка испарения:

$$t_1' = 540 - \left(\frac{945,248}{28 \cdot 1154} \right) = 510,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

При средней температуре 124 °С на первом участке вода имеет физические характеристики:

$$Q_1 = 0,68589 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}),$$

$$\rho_1 = 941,42 \text{ кг}/\text{м}^3,$$

$$\nu_1 = 0,238 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Примем скоростью движения воды в трубочках $w_2 = 0,5$ м/с. При заданных параметрах условию удовлетворяет значение внутреннего диаметра трубки $d_{\text{вн}} = 0,016$ м. Найдём число Рейнольдса [26]:

									Лист
									30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ				

$$Re = \frac{0,016 \cdot 0,238 \cdot 10^{-6}}{0,5} = 33613$$

Так как $Re > 10^4$, то режим движения потока является турбулентным.
Рассчитаем количество трубочек на первом участке:

$$N_{TP} = \frac{\frac{3,019}{941,42 \cdot 0,5}}{\frac{3,14 \cdot 0,000256}{4}} = 31,8$$

Принимаем количество трубок 32 шт., трубки размещаются в шахматном порядке (рисунок 4.1).

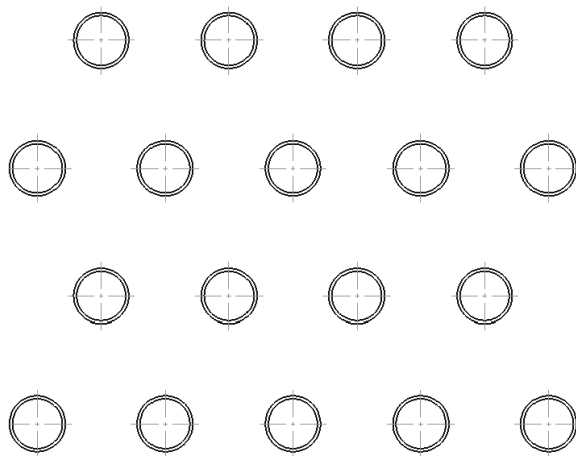


Рисунок 4.1 – Схема расположения трубок

Принимаем шаг между осями труб в ряду $s = 2,3d_{нар} = 0,0414$ м.
Рассчитаем длину трубки, на всём участке теплообмена.
Примем коэффициент теплопередачи $K=350$ Вт/м²·К.
Рассчитаем средний температурный напор:

$$\Delta t_{\sigma} = (540 - 300) = 240 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\mu} = (420 - 230) = 190 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta \bar{t} = \frac{240 - 190}{\ln\left(\frac{240}{190}\right)} = 216 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Общая площадь теплообмена:

$$F_{ТО\Sigma} = \frac{9248653}{350 \cdot 216} = 122,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Общая длина труб теплообменника:

$$L = \frac{122,13}{32 \cdot 3,14 \cdot 0,018} = 67,6 \text{ м}$$

При средней температуре 292 °С на третьем участке, перегретый пар имеет физические характеристики:

$$Q_1 = 4,72 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\rho_1 = 12,56 \text{ кг/м}^3;$$

$$\eta_1 = 1,56 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}.$$

Определим скорость на участке перегрева водяного пара. Для унификации конструкции теплообменника, примем такой же диаметр трубочек как и на участке подогрева воды, а так же их количество. Принимаем количество трубок 32 шт.

$$N_{TP} = \frac{\frac{3,019}{12,56 \cdot \omega_2^{III}}}{\frac{3,14 \cdot 0,000256}{4}} = 31,8$$

$$\omega_2^{III} = 37 \text{ м/с}^2$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{0,016 \cdot 37}{1,56 \cdot 10^{-6}} = 379487$$

Для нахождения коэффициента теплоотдачи от жидкости $\alpha_{жс}$ используем:

$$\varepsilon_t = \left(\frac{0,88121}{0,96539} \right)^{0,25} = 0,9774$$

$$Nu = 0,021 \cdot 33600^{0,8} \cdot 1,3913^{0,43} \cdot 0,9774 = 98,8$$

$$\alpha_{жс} = \frac{98,8 \cdot 0,68589}{0,016} = 4238,8 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Найдём коэффициент теплоотдачи от перегретого пара α_{III} для третьего участка. Подставляем численные значения:

$$\varepsilon_t = \left(\frac{1,0758}{0,96539} \right)^{0,25} = 1,1143$$

										Лист
										32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ					

$$Nu = 0,021 \cdot 379487,1^{0,8} \cdot 0,96539^{0,43} \cdot 1,1143 = 669,8$$

$$\alpha_{III} = \frac{669,87 \cdot 0,047276}{0,016} = 1979,2 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Найдём коэффициент теплоотдачи $\alpha_{КИП}$ при движении кипящей воды в трубах на втором участке, тогда (4.56):

$$\alpha_2 = \alpha_{КОНВ} \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{\alpha_{КИП}}{\alpha_{КОНВ}} \right)} \quad (4.56)$$

Подставляем численные значения:

$$\varepsilon_i = \left(\frac{0,88121}{0,96539} \right)^{0,25} = 0,9774$$

$$Nu = 0,021 \cdot 33600^{0,8} \cdot 1,3913^{0,43} \cdot 0,9774 = 98,8$$

$$\alpha_{КОНВ} = \frac{98,88 \cdot 0,68589}{0,016} = 4238,8 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Для нахождения коэффициента теплоотдачи на втором участке, нужно посчитать коэффициент теплоотдачи кипения (4.57):

$$\alpha_{КИП} = \frac{3,4 \cdot p^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot p} \cdot q^{2/3} \quad (4.57)$$

Рассчитаем тепловой поток q :

$$L_2 = 67,6 \cdot \frac{1798,019}{9248,653} = 13,1 \text{ м}$$

$$q = \frac{1798013}{32 \cdot 3,14 \cdot 0,018 \cdot 13,1} = 75887,6 \text{ Вт/м}^2$$

Задаёмся давлением $P = 3 \text{ МПа}$.

Для правильности расчета значение берём в барах.

$$\alpha_{КИП} = \frac{3,4 \cdot 29,6^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot 29,6} \cdot 75887,6^{2/3} = 8297,4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

										Лист
										33
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ					

Подставляем численные значения и определяем коэффициент теплоотдачи на втором участке:

$$\alpha_2 = 4238,8 \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{12003,3}{4238,8} \right)} = 8297,4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Теперь необходимо найти коэффициенты теплоотдачи со стороны дымовых газов. Для этого зададимся размерами проточной части (рисунок 4.2) [43].

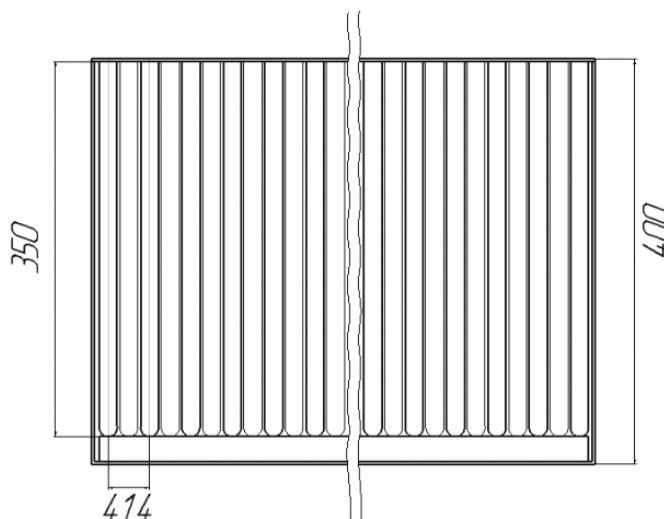


Рисунок 4.2 – Проточная часть (вид спереди)

Высота корпуса: $H = 0,4 \text{ м}$;

Высота трубки: $H_{\text{труб}} = 0,35 \text{ м}$;

Ширина корпуса: $b = 2,3d_{\text{нар}} \cdot (N_{\text{труб}} + 1)$.

Ширина рассчитывается с учетом того, что 32 трубочки расположены в два ряда, в шахматном порядке, таким образом что расстояние между осями трубочек одного ряда составляет $2,3 \cdot d_{\text{нар}}$. Найдем площадь газа (4.58):

$$F_{\text{газ}} = H \cdot b - N_{\text{ТР}} \cdot d_{\text{нар}} \cdot H_{\text{труб}} \quad (4.58)$$

$$F_{\text{газ}} = 0,4 \cdot 0,478 - 16 \cdot 0,018 \cdot 0,35$$

Для того что бы найти число Рейнольдса на третьем участке, определим скорость дымовых газов. Определяем параметры дымовых газов на третьем участке, при средней температуре $525 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\nu_{\text{г3}} = 80,6 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\rho_{\text{г3}} = 0,444 \text{ кг/м}^3;$$

$$\text{Pr}_{\text{г3}} = 0,63;$$

$$Q_{\text{г3}} = 6,76 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Рассчитаем скорость движения дымовых газов при обтекании трубочек:

$$\omega_2 = \frac{3,019}{0,444} = 75 \text{ м/с}$$

$$\text{Re} = \frac{0,018 \cdot 75}{80,6 \cdot 10^{-6}} = 16749$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи на третьем участке, при поперечном обтекании трубочек дымовыми газами:

$$\text{Nu}_3 = 0,27 \cdot 458,2 \cdot 0,846 = 104,6$$

$$\alpha_2^{\text{III}} = \frac{104,6 \cdot 6,76 \cdot 10^{-2}}{0,018} = 392,8 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи на втором участке, при поперечном обтекании трубочек дымовыми газам. Определяем физические характеристики при средней температуре 427 °С.

$$\eta_{r2} = 64,67 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\text{Pr}_{r2} = 0,92;$$

$$Q_{r2} = 5,93 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Найдем число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{0,018 \cdot 75}{64,67 \cdot 10^{-6}} = 20897$$

Число Nu:

$$\text{Nu}_3 = 0,27 \cdot 20897^{0,63} \cdot 0,92^{0,36} = 137,9$$

Коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha_2^{\text{III}} = \frac{137,9 \cdot 5,93 \cdot 10^{-2}}{0,018} = 454,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Рассчитаем коэффициент теплоотдачи на первом участке, при поперечном обтекании трубочек дымовыми газам. Определяем параметры при средней температуре 299 °С:

$$\eta_{r1} = 45,67 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$$

$$\text{Pr}_{r1} = 0,93;$$

$$Q_{r1} = 4,83 \cdot 10^{-2} \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Найдем число Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{0,018 \cdot 75}{46,67 \cdot 10^{-6}} = 29559$$

										Лист
										35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ					

Число Nu:

$$Nu_3 = 0,27 \cdot 29559^{0,63} \cdot 0,93^{0,36} = 172,3$$

Коэффициент теплоотдачи:

$$\alpha'_e = \frac{172,3 \cdot 4,83 \cdot 10^{-2}}{0,018} = 462,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Корпус котла утилизатора выполнен из нержавеющей стали, марки 12Х18Н9Т [43]. Определяем физические характеристики: $\rho_{н.с} = 7950 \text{ кг/м}^3$; $Q_{н.с} = 14,4 + 0,016t$ Вт/(м·К).

Коэффициент теплопередачи трех участков теплообменного аппарата.

Третий участок:

Температура дымовых газов 525 °С.

$$K_{III} = \frac{1}{\frac{1}{1979,2} + \frac{0,001}{22,8} + \frac{1}{392,8}} = 323,3 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

Второй участок:

Температура дымовых газов 427 °С

$$K_{II} = \frac{1}{\frac{1}{12003,3} + \frac{0,001}{21,2} + \frac{1}{454,3}} = 428,9 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

Первый участок:

Температура дымовых газов 299 °С.

$$K_I = \frac{1}{\frac{1}{4238,8} + \frac{0,001}{19,} + \frac{1}{462,3}} = 408,1 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

Рассчитаем средний температурный напор для трех участков.

Первый участок:

$$\Delta t_{\sigma 1} = 510,75 - 233,9 = 276,85 \text{ °С}$$

$$\Delta t_{\sigma 1} = 540 - 350 = 190 \text{ °С}$$

$$\Delta \bar{t}_1 = \frac{276,85 - 190}{\ln\left(\frac{276,85}{190}\right)} = 230,9 \text{ °С}$$

									Лист
									36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ				

Второй участок:

$$\Delta t_{\sigma 2} = 510,75 - 233,9 = 276,85 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{м}2} = 344,26 - 233,9 = 110,36 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta \bar{t}_2 = \frac{276,85 - 110,36}{\ln\left(\frac{276,85}{110,36}\right)} = 181,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Третий участок:

$$\Delta t_{\sigma 3} = 344,26 - 233,9 = 110,36 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{м}3} = 255 - 15 = 240 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta \bar{t}_1 = \frac{240 - 110,36}{\ln\left(\frac{240}{110,36}\right)} = 167 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Определим длину трубочек на трех участках.

Первый участок:

$$L_I = \frac{2884300}{323,3 \cdot 230,9 \cdot 3,14 \cdot 0,017 \cdot 32} = 22,6 \text{ м}$$

Второй участок:

$$L_{II} = \frac{5419105}{428,9 \cdot 181,1 \cdot 3,14 \cdot 0,017 \cdot 32} = 40,8 \text{ м}$$

Третий участок:

$$L_{III} = \frac{945248}{408,1 \cdot 167 \cdot 3,14 \cdot 0,017 \cdot 32} = 8,11 \text{ м}$$

Уточним коэффициент теплоотдачи на втором участке, с новым значением длины $L_2 = 40,8$ м.

Тепловой поток:

$$q = \frac{1798013}{32 \cdot 3,14 \cdot 0,018 \cdot 40,8} = 24366,7 \text{ Вт/м}^2$$

					<i>13.03.01.2020.443.20 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		37

Коэффициент теплоотдачи кипения:

$$\alpha_{\text{кип}} = \frac{3,4 \cdot 29,6^{0,18}}{1 - 0,0045 \cdot 29,6} \cdot 24366^{2/3} = 5665,2 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Коэффициент теплоотдачи на втором участке:

$$\alpha_2 = 4238,8 \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{5665,2}{4238,8} \right)} = 6476,8 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Коэффициент теплопередачи на втором участке:

$$K_{II} = \frac{1}{\frac{1}{5665,2} + \frac{0,001}{21,2} + \frac{1}{454,3}} = 412,4 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$$

Найдем новую длину второго участка, при новых значениях:

$$L_{II} = \frac{5419105}{412,4 \cdot 181,1 \cdot 3,14 \cdot 0,017 \cdot 32} = 42,4 \text{ м}$$

При пересчёте, было выяснено, что длина второго участка увеличилась. В дальнейших расчётах принимаем $L_{II} = 42,4$ м.

Определим количество загибов трубочек на участках (4.59):

$$N_{\text{загиб}} = \frac{L_i}{H} \quad (4.59)$$

Первый участок:

$$N_{\text{загиб}} = \frac{22,6}{0,4} = 56,5$$

Примем число загибов равным 57.

Второй участок:

$$N_{\text{загиб}} = \frac{42,1}{0,4} = 102$$

Третий участок:

					<i>13.03.01.2020.443.20 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

$$N_{\text{загиб}} = \frac{8,11}{0,4} = 20,2$$

Примем число загибов равным 21.

4.5 Расчет регенератора на прочность

Цель расчета на прочность – определение способности конструкции теплообменного аппарата сопротивляться статическим и динамическим нагрузкам, которые возникают при эксплуатации аппарата и обусловлены как его конструкцией, так и режимом его работы. Расчет на прочность элементов конструкции теплообменного аппарата может выполняться как конструкторский и как поверочный. При конструкторском расчете определяются основные размеры аппарата, удовлетворяющие условиям прочности.

Расчет на прочность может выполняться по предельным напряжениям или по предельным нагрузкам. Расчет по предельным нагрузкам применяется для аппаратов, выполненных из пластичных материалов, таких как малоуглеродистые стали, медь и ее сплавы и т.д. В этом случае за опасное значение принимается величина напряжения, вызывающего общую пластическую деформацию всего нагруженного узла.

Расчет по предельным напряжениям производится для аппаратов, выполненных из хрупких материалов (например, закаленной стали), разрушение которых наступает без заметных пластических деформаций. В расчете по предельным напряжениям пределом несущей способности конструкции является достижение в любом сечении конструкции предела текучести.

Расчеты теплообменных аппаратов на прочность должны производиться в соответствии с требованиями нормативных документов. За расчетную температуру, по которой определяются физико-механические характеристики материалов и допускаемые напряжения в отдельных узлах аппарата, принимается наибольшее значение температуры протекающего в аппарате теплоносителя.

Расчетное давление принимается равным наибольшему давлению теплоносителя с учетом давления срабатывания предохранительных клапанов на соответствующих подводных трубопроводах.

Для элементов, разделяющих пространства с разными давлениями, за расчетное принимается либо каждое давление по отдельности, либо то, которое требует наибольшей толщины стенки, либо разница давлений между средами.

Кроме определения уровня усилий и напряжений в элементах конструкции и удовлетворяющих условиям прочности размеров этих элементов к прочностным относятся также расчеты тонкостенных оболочек на устойчивость, расчет термических напряжений от различного теплового удлинения трубок поверхности теплообмена и кожуха аппарата, а также расчет трубок на вибрацию.

Расчет на прочность производится по номинальным допускаемым напряжениям. Под номинальным допускаемым напряжением $[\sigma]$ понимается напряжение,

используемое в расчетах для определения минимальной допускаемой толщины стенки и максимального допускаемого давления, в зависимости от принятых расчетных условий работы аппарата и марки стали или сплава, из которого изготовлен аппарат или его узел [43, 46].

Характеристиками прочности материала являются следующие величины:

- временное сопротивление или предел прочности при комнатной σ_{σ} и расчетной $\sigma_{\sigma 1}$ температурах;
- физический предел текучести σ_m при расчетной температуре;
- предел длительной прочности σ_{σ} при расчетной температуре.

При выборе допускаемых напряжений величины пределов прочности и текучести принимаются равными минимальным значениям, установленным в соответствующих стандартах или технических условиях для металла данной марки.

Физико-механические характеристики материалов, применяемых в аппарате, приняты в соответствии с государственными стандартами (таблица 4.3).

Таблица 4.3 – Физико-механические характеристики материалов

Элементы	Марка материалов	T, °C	R _{тpo} , 2, МПа	R _{тm} , МПа	E ⁻¹⁰ , МПа	$\alpha \cdot 10^6$ 1/град
1	2	3	4	5	6	7
Конус входной, обечайка корпуса, патрубок отвода воздуха (лист), S=8,16 мм	Ст 12ХМ ГОСТ 5520-79	20	245	431	210	11.5
		400	196		185	13.6
		445	186		180	13.8
Обечайка камеры выходной, обечайки корпуса, патрубок подвода воздуха, ребра опорные (лист), S=8,16 мм	Ст 16ГС ГОСТ 5520-79	20	315	480	210	11.5
		200	245		200	12.5
		370	166		190	13.4
Опора (плиты опорные) (лист), S=25 мм	Ст 16ГС ГОСТ 5520-79	20	295	470	210	11.5
Обечайки корпуса (лист), S=12 мм	Ст 09Г2С ГОСТ 5520-79	20	325	470	210	11.5
		400	157		185	13.6
Патрубки (круг)	Ст 20 ГОСТ 1050-88	20	245	410	200	11.5
Труба теплообменная 25×1 мм (труба)	Ст 15ХМ ГОСТ 8733-74	20	226	431	210	11.5
		200	228	430	200	12.5
		250	228	437	197	12.8
		300	220	445	195	13.1
		350	213	442	190	13.4

Продолжение таблицы 4.3

1	2	3	4	5	6	7
Фланец на входе воздуха, поковка КП245, гр. VI	Ст 16ГС ГОСТ 479-70	20	245	470	210	11.5
		100	235	392	205	11.9
		150	226		202	12.2
		200	216		200	12.5
		250	216		197	12.8

Допускаемые напряжения для материалов определяют по формуле 4.60:

$$[\sigma] = \min \left(\frac{R_{TE} \text{ или } R_T}{nT}; \frac{R_{TM}}{nb} \right), \quad (4.60)$$

где $nT = 1,5$,

$nb = 2,4$ для расчетного режима гидроиспытания;

$nT = 2$ для элементов крепежа.

Расчетные группы категорий напряжений не должны превышать значений:

– в расчетном режиме – $(\sigma)R_{\max} \leq [\sigma]$ – напряжение растяжения-сжатия;

– $(\sigma)R_{\max} \leq 1,3 [\sigma]$ – напряжение изгиба, МПа.

Величины расчетных групп категорий напряжений для элементов конструкции приведены в таблице 4.4., для элементов крепежа - в таблице 4.5.

Таблица 4.4 – Расчетные группы категорий напряжений

Материал	Расчетный режим		
	T, °C	$[\sigma]$, МПа	$1,3[\sigma]$, МПа
1	2	3	4
Ст 12ХМ (лист), S=8,16 мм ГОСТ 5520-79	20	163	212
	445	124	161
	500	96	125
	520	69	90
	550	41	53
Ст 16ГС (лист), S=25 мм ГОСТ 5520-79	20	196	255
	455	74	96
Ст 20 (круг) ГОСТ 1050-88	20	163	212
	445	64	83
Ст 12ХМ (поковка) ГОСТ 8479-70	20	163	212
	470	120	156

Продолжение таблицы 4.4

1	2	3	4
Ст 15ХМ (труба), $\Phi 25 \times 1$ ГОСТ 8733-74	20 550	150 49	195

Величины расчетных групп категорий напряжений для элементов крепежа – в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Расчетные группы категорий напряжений для элементов крепежа

Материал	$t, ^\circ\text{C}$	$[\sigma]_w, \text{МПа}$	$\tau_w = 0,25 \cdot R_t \text{ по } 2, \text{ МПа}$	$0,7 \cdot R_t \text{ по } 2, \text{ МПа}$
Ст 20Х1М1Ф1ТР, (круг)	20	333	166	466
	200	313	156	
	300	284	142	
	450	240	120	
	500	195	97	
	550	105	52	

Расчетные параметры в аппарате приведены в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Расчетные параметры в регенераторе

Наименование	Трубное пространство	Межтрубное пространство
Максимальное рабочее абсолютное давление, МПа	0,105	0,49
Максимальная рабочая температура, $^\circ\text{C}$	550	445
Абсолютное давление на входе, МПа	0,105	0,43
Рабочая температура, не более на входе, $^\circ\text{C}$	520	200
Число циклов нагружения, не более	1000	

Температура и давление гидроиспытания составляют (4.61):

$$T_h = 5...40 \text{ } ^\circ\text{C}; P_h = 0,78 \text{ МПа} \quad (4.61)$$

Поверочный расчет камер входной и выходной проведен по программе, реализующей метод конечных элементов для пространственных конструкций. В качестве базовых конечных элементов приняты четырехузловые плоские конечные элементы с шестью степенями свободы в каждом узле (три перемещения и три угла поворота) [37].

						13.03.01.2020.443.20 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			42

В месте сварки конуса с трубной доской задано условие закрепления ($U_X=U_Y=U_Z=R_X=R_Y=R_Z=0$), по внутренней кромке обечайки патрубка выхода воздуха задано условие шарнирного закрепления ($U_X=U_Y=U_Z=0$). Давление в патрубке $P = 0,39$ МПа. Нагрузки, передаваемые трубопроводом отвода воздуха (с учетом монтажной растяжки в рабочем состоянии), взяты из и приложены к патрубку выхода воздуха.

$$\sigma_{\max} = 119,0 \text{ МПа} < 1,3 [\sigma]500 = 125,0 \text{ МПа}$$

Статическая прочность камеры входной обеспечена.

В месте сварки конуса с трубной доской задано условие закрепления ($U_X=U_Y=U_Z=R_X=R_Y=R_Z=0$), по внутренней кромке обечайки патрубка входа воздуха задано условие шарнирного закрепления ($U_X=U_Y=U_Z=0$). Давление в патрубке $P = 0.39$ МПа. Нагрузки, передаваемые трубопроводом подвода воздуха (с учетом монтажной растяжки в рабочем состоянии), приложены к патрубку входа воздуха. Максимальное напряжение в патрубке входа воздуха

$$\sigma_{\max} = 32,4 \text{ МПа} < 1,3 [\sigma]370 = 144,0 \text{ МПа}$$

Максимальное напряжение в конусе выходном

$$\sigma_{\max} = 29,3 \text{ МПа} < 1,3[\sigma] = 144,0 \text{ МПа}$$

Статическая прочность камеры выходной обеспечена.

Подводящий газоход к секции регенератора РГУ-1800-01 имеет конструкцию, аналогичную подводящему газоходу к секции регенератора РГУ-1800.

Трубопровод отвода воздуха от секции регенератора РГУ-1800-01 имеет конструкцию, аналогичную трубопроводу отвода воздуха от секции регенератора РГУ-1800.

Трубопровод подвода воздуха к секции регенератора РГУ-1800-01 отличается от трубопровода подвода воздуха к секции регенератора РГУ-1800 тем, что он имеет меньшую длину, на участке от зеркала фланца до продольной оси трубопровода (на 90 мм). Такое отклонение от геометрических параметров расчетной схемы существенно не влияет на результаты расчета напряженного состояния.

Поверочный расчет элементов трубопроводов выполнен по программе, реализующей метод конечных элементов для расчета пластинчатых пространственных конструкций. В качестве базовых конечных элементов приняты элементы с шестью степенями свободы в каждом узле (три перемещения и три угла поворота).

Внутренний диаметр $D = 808,0$ мм.

Толщина стенки $S = 8,0$ мм.

Прибавки к толщине стенки $C11 = 0,8$ мм; $C12 = 0,0$ мм; $C2 = 1,0$ мм, $C = C11 + C12 + C2 = 1,8$ мм.

Расчетное давление $P = 0,4$ МПа.

Допускаемое напряжение $[\sigma] v = 163,0$ МПа.

									Лист
									43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ				

Материал обечайки 16ГС.

Начальное значение коэффициента снижения прочности $F_I = 1,0$.

Зона влияния сварных швов на F_I патрубков $L = 50,0$ мм.

Расчетная толщина обечайки при $F_I = 1,0$; с учетом прибавок $S = 2,79$ мм.

Конструкция смоделирована четкрехузловыми конечными элементами. В месте соединения переходника с регенератором задано условие шарнирного закрепления ($U_Z=0$). Внутреннее давление в переходнике $P = 0,006$ МПа [43].

$$\sigma_{\max} = 68,5 \text{ МПа} < 1,3[\sigma]370 = 144,0 \text{ МПа}$$

Условие статической прочности выполнено.

Компенсатор смоделирован плоскими четырехугольными конечными элементами. По одной из кромок расчетной схемы компенсатора задано условие шарнирного закрепления ($U_2 = 0$). Компенсатор находится под действием внутреннего давления $P = 0,006$ МПа и температурного расширения, вычисленного по формуле (4.62):

$$\Delta L = \alpha \cdot L \cdot T, \quad (4.62)$$

где α – температурный коэффициент линейного расширения;

L – расстояние от неподвижной опоры регенератора до оси дымовой трубы, мм;

T – температура в компенсаторе (максимальная рабочая температура в утилизаторе), °С.

$$\Delta L = 13,48 \cdot 10 - 64,355 \cdot 370 = 0,02172 \text{ м}$$

Монтажная растяжка компенсатора принята равной 10 мм, в этом случае компенсатор принимает на себя 12 мм сжатия от температурного расширения газохода. Расчет проведен для трех режимов нагружения компенсатора: от давления, от монтажной растяжки на 10 мм и от давления и температурного расширения с учетом монтажной растяжки на 10 мм (сжатие компенсатора на 12 мм) [43].

Максимальное напряжение возникает:

$$\sigma_{\max} = 57,7 \text{ МПа} < 1,3[\sigma] = 127,0 \text{ МПа};$$

от монтажной растяжки на 10 мм в элементе 315:

$$\sigma_{\max} = 213,0 \text{ МПа} < (\sigma_{\max})_{TRV} = 350,0 \text{ МПа};$$

от давления и сжатия на 12 мм в элементе 315:

$$\sigma_{\max} = 264,0 \text{ МПа} < (\sigma)_{370RV} = 294,0 \text{ МПа}.$$

Статическая прочность прямоугольного компенсатора обеспечена.

									Лист
									44
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ				

4.6 Модернизация вспомогательных систем ГТК-10-4

Эти системы обеспечивают эксплуатацию газоперекачивающего агрегата и другого оборудования компрессорной станции, а также нормальные условия обслуживания персонала.

4.6.1 Уплотнение на всасе компрессора

На всасе компрессора вместо обычного концевого лабиринтного уплотнения с закатными усиками устанавливается лабиринтно-винтовое уплотнение, выполненное в виде микрокомпрессора винтового типа.

Оно состоит из втулки статорной, установленной во всасывающей камере, и втулки роторной, насаженной с натягом на вал компрессора и зафиксированной в нём винтом.

На указанных втулках выполнено трапецеидальное многозаходная резьба противоположного направления (на роторной втулке правая, а на статорной – левая). Профиль зуба выполнен одинаковым на обеих втулках.

Втулка статорная состоит из двух половин, закреплённых на горизонтальном разъёме всасывающей камеры с помощью стопорных шайб. Центровка статорной втулки относительно ротора осуществляется с помощью 6-ти штифтов. Лабиринтно-винтовое уплотнение при вращении вала создают в кольцевом зазоре между ним и корпусом небольшой поток воздуха с необходимым перепадом давления, направленный с входа в первую ступень компрессора наружу в машинный зал. На производительность компрессора выброс воздуха в атмосферу через лабиринтно-винтовое уплотнение практически не влияет, так как отбор этого воздуха осуществляется до рабочих лопаток компрессора.

Установка уплотнения такого типа позволяет устранить подсос паров и капель масла в проточную часть компрессора через полость переднего подшипника без подачи запирающего воздуха на всасе компрессора [37].

4.6.2 Обойма компрессора

В обойме компрессора в местах, расположенных над рабочими лопатками 6...10-й ступеней, выполнены профильные кольцевые проточки, в которые устанавливаются чугунные вставки. Над каждым рабочим колесом устанавливается по 12 вставок, которые на разъёме обоймы крепятся стопорными шайбами.

Указанные вставки позволяют обеспечить заданный радиальный зазор между рабочими лопатками и обоймой при быстрых изменениях температурного состояния ротора и статора [46].

4.6.3 Уплотнение на нагнетании компрессора

На нагнетании компрессора вместо концевого ступенчатого лабиринтного уплотнения устанавливается прямоточное уплотнение с металлокерамическими вставками.

										Лист
										45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					13.03.01.2020.443.20 ПЗ	

Для этого в существующей уплотнительной обойме выполнена кольцевая проточка и в неё закатана вновь изготовленная обойма с металлокерамическим уплотнением, состоящая из двух половин. Для фиксации обоймы в осевом направлении установлена прокладка.

На выходном конце вала удалены закатные усики заднего уплотнения и на их месте выточены уплотнительные усики высотой 6 мм.

Данная конструкция уплотнения позволяет обеспечить минимальные радиальные зазоры в уплотнении и применить вместо ступенчатого прямоточное уплотнение, не требующее подгонки в осевом направлении, а, следовательно, увеличить экономичность и уменьшить трудоёмкость изготовления компрессора, а также повысить ремонтпригодность агрегата [46].

4.6.4 Камера сгорания

Цель модернизации – увеличение надёжности работы камеры сгорания и улучшение её экологических характеристик.

Увеличение надёжности работы камеры сгорания достигается за счёт изменения конструкции пламенной трубы: пламенная труба изготавливается двухсекционной, что позволяет при необходимости удалять её из корпуса камеры без нарушения (в отличие от камер сгорания с длинным смесителем) целостности. Секции связываются между собой фланцевыми соединениями, представляющими из себя два кольца, скрепляющиеся шпильками с корончатыми гайками, а кольца соединены секциями планками, приваренными к пламенным обечайкам и имеющими овальной формы отверстия для прохода шпилек, позволяющие пламенным обечайкам свободно расширяться при нагреве.

Такая конструкция, с одной стороны, позволяет предохранить кольца от перегрева, а, с другой стороны, оставляет фиксированным зазор в телескопическом соединении между соседними секциями. Тем самым гарантируется постоянство расхода воздуха, идущего на охлаждение пламенной трубы со стороны горячего потока. На выходной секции пламенной трубы установлен кран, предохраняющий корпус камеры сгорания от излучаемого пламенной трубой тепла.

Окна смесительного устройства выполнены прямоугольными и меньшего сечения, чем в исходной камере, за счёт чего улучшается качество перемешивания вторичного воздуха с продуктами сгорания и увеличивается доля первичного (идущего в зону горения) воздуха.

Пламенная труба подвешивается верхней своей секцией в корпусе камеры сгорания на шести пальцах в шести наварышах соответственно. Каждая пара «палец – наварыш» имеет промежуточную шаровую втулку, устраняющую возможность «закусывания» при неравномерном нагреве пламенной трубы (если таковой возникнет в силу каких-либо причин: на пример, при забросе в камеру сгорания газового конденсата), а также при сборке – разборке камеры.

Подвеска пламенной трубы (в отличие от установки трубы на пальцах, размещающихся в нижней её части, как в камерах типа 188.131.СБА или 188.131.СБ41) улучшает её вибрационные характеристики, устраняя маятниковый эффект, с ко-

торым в предыдущих конструкциях приходилось бороться применением, например, телескопических соединений в верхней части камеры [27].

Вибрационную устойчивость камеры сгорания повышают также два крепления типа «шпонка-паз», установленные в средней части пламенной трубы и позволяющие ей свободно расширяться в осевом и радиальном направлении и устраняющие тангенциальные перемещения.

Экологические характеристики агрегатов улучшаются за счёт применения комбинированных двухканальных горелок, в одном из каналов которых заранее готовится и затем подаётся в зону горения топливно-воздушная смесь.

Камера сгорания модернизированного агрегата ГТК-10-4 так же, как и исходная, является семигорелочной. Внешние каналы периферийных горелок предназначены для подготовки гомогенной ТВС и оснащены дефлекторами для выравнивания скоростного поля перед завихрителями воздушного потока и трубками подачи топлива в эту зону. Расстояние между топливоподающими трубками и завихрителями достаточно, чтобы организовать ТВС с приемлемой степенью концентрационной равномерности. Из внутреннего (плотного) канала топливо через отверстия, расположенные непосредственно за завихрителями, попадает воздух, образуя плохо перемешанную смесь, которая и сгорает диффузионным образом.

Центральная (дежурная) горелка имеет три канала, два из которых запитываются топливом также, как и у периферийных, от регулирующего клапана системы регулирования. Третий канал выполняет роль дежурной горелки камеры сгорания (также, как и центральная горелка в исходной камере сгорания) и запитывается через штатную дроссельную шайбу от стопорного клапана системы регулирования [26].

Зажигание дежурного факела осуществляется электроискровым способом от свечи зажигания. В диффузоре фронтального устройства установлен экран «Э», устраняющий контакт зоны горения с охлаждающим воздухом и тем самым способствующий повышению равномерности температурного поля в зоне горения.

Камера сгорания оснащена дополнительным топливным коллектором, из которого топливо подаётся во внешние (предварительного перемешивания) каналы всех семи горелок. Внутренние (диффузионные) каналы всех горелок запитываются от штатного коллектора. Оба коллектора получают топливо от регулирующего клапана, но на входе в дополнительный коллектор установлен автоматический клапан, управляющийся давлением топлива перед собой.

Таким образом, при запуске агрегата работают только пилотные каналы горелок, обеспечивающие выход агрегата на холостой ход. После того, как давление топлива в магистрали после регулирующего клапана достигает необходимого значения, автоматический клапан начинает постепенно открываться и топливо перераспределяется в сторону внешнего канала горелок. На максимальном режиме работы агрегата распределение является примерно следующим: 70% топлива – во внешний, 30% – во внутренний каналы.

При этом концентрация оксидов азота в выхлопных газах агрегата не превышает 50 ppm условной концентрации кислорода 15%.

					<i>13.03.01.2020.443.20 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		47

4.6.5 Напыление металлических покрытий

Существует большой парк газотурбинных установок (ГТУ) компрессорных станций, отработавших достаточно большой срок, у которых наблюдается коробление корпуса турбины и осевого компрессора (ОК). В этом случае мощность ГТУ может быть увеличена за счет восстановления оптимальных радиальных зазоров газодинамическим напылением металлокерамических покрытий на статорную часть ОК.

При эксплуатации газотурбинных агрегатов на КС магистральных газопроводов их техническое состояние со временем ухудшается, что приводит к падению мощности и КПД ГТУ и, следовательно, к пережогу топливного газа. Существует целый ряд причин такого ухудшения

- увеличение радиальных зазоров в проточной части ОК происходит из-за коробления корпуса и стирания металла статора рабочими лопатками;
- увеличение средних радиальных зазоров в уплотнении высокого давления компрессора (воздушной обойме), связанное преимущественно также с изменением ее формы и стиранием металла «усами»;
- не герметичность разъемов внутреннего и внешнего корпуса турбины, вызванная короблением корпуса.

Ухудшение расходно-напорных характеристик компрессора, увеличение утечек сжатого компрессором воздуха и рабочего тела, обусловленные указанными причинами, могут приводить к значительному снижению наиболее важных характеристик ГТУ мощности – на 10...20 %, КПД – на 5...10 % (относительных).

Дефекты оборудования, обусловленные изменением первоначальных геометрических размеров металлических деталей или узлов, можно устранить напылением металлических покрытий, восстанавливающих первоначальные размеры.

При газодинамическом способе напыления покрытий мелкие частицы металла и керамики (порошок) ускоряются сверхзвуковым газовым потоком до скорости несколько сот метров в секунду и, находясь при этом в твердом состоянии, сталкиваются с подложкой. В процессе высокоскоростного удара частицы с подложкой происходит преобразование кинетической энергии этой частицы в энергию связи (механическая, межмолекулярная, химическая) ее с подложкой.

Получаемые таким образом газодинамические покрытия отличаются высокой прочностью сцепления с основой и по своей структуре представляют собой практически однородный металлический слой, структурированный частицами керамики [37, 46].

5 НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ РАБОТА

В настоящее время значительная часть ГПА на КС имеют эксплуатационный КПД, существенно ниже паспортного значения, что приводит к значительному перерасходу топливного газа на перекачку [20].

Это связано с двумя факторами – снижением технического состояния ГПА (и их недозагрузкой, что требует решения задачи оптимизации режима работы КС.

Периодическое обновление ГПА на КС – необходимый и закономерный путь улучшения показателей транспорта газа в целом и уменьшения энергозатрат на его осуществление.

Расчеты осуществляются в соответствии с блок-схемой, приведенной на рисунке 5.1.

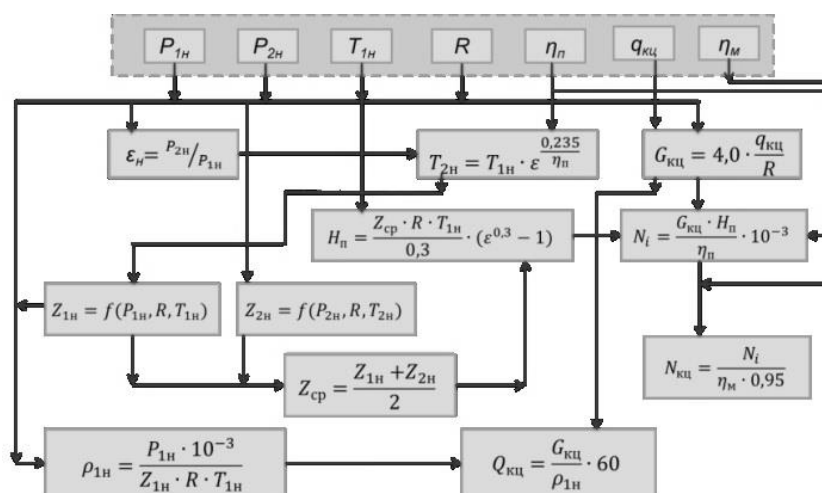


Рисунок 5.1 – Блок-схема определения параметров работы КЦ:

$P_{1н}$ ($P_{2н}$) – давление на входе (на выходе) КЦ;

$T_{1н}$ ($T_{2н}$) – температура на входе (температура на выходе) КЦ, К; $q_{кц}$ – производительность; $Z_{1н}$ ($Z_{2н}$) – коэффициент сжимаемости на входе (коэффициент сжимаемости на выходе) КЦ; $Z_{ср}$ – средний коэффициент сжимаемости; ϵ_n – степень повышения давления; R – газовая постоянная; η_p – политропный КПД; η_m – механический КПД; $G_{кц}$ – массовый расход КЦ; N_i – внутренняя мощность сжатия КЦ; $Q_{кц}$ – объемный расход КЦ; $\rho_{1н}$ – плотность газа на входе; $N_{кц}$ – мощность, потребляемая КЦ; H_p – политропный напор

Первый этап выбора оптимального количества и типоразмера компримирующего оборудования предусматривает применение расчетно-оценочного метода для определения потребляемой мощности компрессорного цеха (КЦ).

На следующем этапе расчеты проводятся по конкретным характеристикам ЦБН и ГТУ: определяются величины КПД ЦБН и ГТУ на всех заданных режимах; проверяются условия соответствия потребляемой и располагаемой мощностей ГТУ с целью обеспечения их соотношения в пределах от 0,9 до 0,95 для среднегодового режима; определяются частоты вращения ЦБН и ГТУ на всех заданных

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.03.01.2020.443.20 ПЗ

Лист

49

режимах и проверяются положения режимных точек в зонах допустимой длительной эксплуатации [26].

Рассмотрим в качестве примера реконструкцию одной из компрессорных станций магистрального газопровода Уренгой-Петровск с заменой восьми существующих агрегатов ГТК-10М с центробежным нагнетателем (ЦБН) Н-370-18-1 (схема работы 3x2+2) по двум возможным вариантам: с заменой на 4 агрегата ГПА-16 (при схеме работы 3x1+1), с заменой на 3 агрегата ГПА-25 (при схеме работы 2x1+1) [32].

Эффективность вариантов будем рассматривать по следующим показателям: потребляемая мощность, коэффициент загрузки по мощности и годовой расход топливного газа.

5.1 Недостаточная газодинамическая устойчивость ГТК 10-4

Для сравнения эффективности эксплуатации энергопривода с тепловым двигателем по длине газопровода, в зависимости от числа последовательно расположенных КС, предложен коэффициент полезного использования (или сохранения) газа (КПИ), представляющий собой отношение количества фактически транспортируемого газа по данному участку газопровода (за вычетом топливного) к его количеству в начале участка (5.1):

$$Q_T^{Po} \cdot Q_{ТГ}^{КС} \cdot КПИ = 100\% , \quad (5.1)$$

где Q_T^{Po} – расход транспортируемого газа в начале участка ГТС, МВт;

$Q_{ТГ}^{КС}$ – расход топливного газа на всех КС по длине участка ГТС, МВт.

Зависимости для основных показателей (на примере ГТУ I-ой группы):

- фактическая мощность;
- давления воздуха на выходе из ОК, температуры воздуха на входе в ОК, атмосферного давления, низшей теплоты сгорания топлива на фактическом режиме работы установки; N_e^0 – мощность ГТУ для режима «нулевой» точки (в качестве «нулевого» чаще всего используется номинальный режим) [27].
- эталонная мощность, которую развивала бы ГТУ;
- располагаемая мощность.

Здесь под индексом «0» обозначены значения газодинамических параметров в приведенном виде для номинальной точки аргумента. Переход к относительным критериальным параметрам обеспечивает возможность описания характеристик в виде одномерных массивов относительных параметров и использования их для любой гаммы сочетаний технического состояния основных узлов ЦБН.

Сравнение значений $F_{caTВД}$ и $F_{caTНД}$, рассчитанных с использованием газодинамических функций и по зависимости для адиабатного истечения, показало занижение значений площадей сечений сопловых аппаратов по зависимости для

адиабатного истечения относительно их размерности по заводским данным: по ТВД – на 1,7...1,8 %, по ТНД – на 11,7...13 % [29].

Это позволяет рекомендовать в качестве основной расчетной зависимости применительно к реальному процессу выражение с использованием газодинамической функции. Площади сечений сопловых аппаратов ТВД и ТНД могут являться диагностическими признаками, подтверждающими оценки состояния турбин ГТУ при условии непрерывного наблюдения в процессе эксплуатации. При этом по соотношению динамики изменения $F_{caTBД}$ и $F_{caTНД}$ в сочетании с измеряемым термодинамическим параметром $T_{2TНД}$ и определяемыми показателями (N_e , KN) может быть по отдельности оценено через ТВД и ТНД изменение технического состояния ТВД и ТНД.

Проанализирован метод поузлового параметрического диагностирования с использованием линейных диагностических матриц (ДМ) применительно к использованию для ГТУ стационарного типа. Для получения реально работоспособных ДМ при формировании решаемой системы уравнений необходимо поочередно исключать измеряемые параметры (ИП) и диагностические параметры (признаки – ДП), образующие избыточность относительно всей системы, например, ТНД и $F_{caTНД}$. В результате, формируемые диагностические системы не содержат (в форме допущения) соответственно ТНД и $F_{caTНД}$: «В» – ТНД = 0; «С» – $F_{caTНД}$ = 0.

Сравнение при заданных неисправностях по узлам ГТУ относительных отклонений N_e и e для системы с допущением $F_{caTНД} = 0$ («С») и «полной» (без допущений) системы выявило следующую связь (5.2):

$$N_e' = N_e - F_{caTНД}'_e = e - F_{caTНД}, \quad (5.2)$$

где N_e , N_e' и e – фактические и фиктивные отклонения мощности и КПД.

Получаемая диагностическая (матричная) модель может выдавать адекватные диагнозы по узлам лишь при использовании фиктивного отклонения мощности N_e' , либо допущении $F_{caTНД} = 0$. При использовании же фактического (по внешнему замеру) значения мощности, получаемые диагнозы по всем параметрам будут несколько отличаться от действительных значений. В итоге, при использовании полученных (при условии $F_{caTНД} = 0$) диагностических матриц предварительно должна быть локализована величина $F_{caTНД}$: определена каким-либо другим способом или приравнена нулю. Это обосновывается единичным влиянием $F_{caTНД}$ лишь на мощность и эффективный КПД ГТУ [32].

5.2 Повышение газодинамической устойчивости ГТК 10-4

При сравнении двух методов поузлового параметрического диагностирования проточной части ГТУ стационарного типа предпочтение для дальнейшего применения и развития отдается методу последовательного газодинамического расчета,

как более наглядному, информативному, обеспечивающему возможность непрерывного контроля измерительных каналов.

В шестой главе проанализированы вопросы обеспечения энергосбережения за счет оптимизации режимов работы ГПА КС. Оптимизация технологических режимов с учетом реального технического состояния ГПА, определяемого с использованием методов параметрической диагностики, является основным малозатратным мероприятием по обеспечению энергосбережения на эксплуатируемых газопроводах.

Для решения задачи оптимизации обозначен и реализован комплекс задач, которые обеспечивают:

- распределение потока газа из многониточной трубопроводной системы по цехам КС;
- учет фактического расхода газа, проходящего через нагнетатели КЦ и КС;
- расчеты режимов компримирования по КЦ с ГПА и ЭПА, с выбором оптимального варианта загрузки ГПА.

Необходимо решить задачи оперативного параметрического диагностирования ГПА, определения характеристик линейных участков, режимов компримирования с оптимизацией загрузки до уровня агрегата. Реализация предварительного распределения потока газа, выбора для работы цехов и агрегатов априорно, еще до непосредственного компримирования, обеспечивает оптимальный выбор имеющихся на КС ГПА и, тем самым, на системном уровне минимальные затраты энергоресурсов.

Задача распределения заключается в оптимальном наборе из имеющихся на КС агрегатов располагаемой мощности, необходимой для данного технологического задания («плановой») N_e план, путем предварительного выбора N_e располагаемый КС номеров загружаемых ГПА в списке упорядоченных КЦ. Распределение расхода газа по цехам производится с учетом приоритетности типа ГПА, технического состояния ГТУ (K_N), наличия котлов-утилизаторов и сезона года.

Оперирование величиной фактического расхода газа, как на уровне всей КС, так и отдельно по компрессорным цехам, повышает адекватность расчетов режимов загрузки ГПА и потребления ТЭР [32, 37].

Сравнение рассчитанного на основе мощностей ГПА расхода газа через КС, фактически перекачиваемого нагнетателями и по диспетчерским данным, обнаружило его расхождение от 1 до 8 % (чаще всего в сторону увеличения).

Эта разница может обуславливаться как инструментальными и методическими погрешностями, так и наличием внутристанционных перетоков через запорную и регулируемую арматуру, а также внутри самого ЦБН через уплотнение покрывающего диска рабочего колеса.

Соотношение между фактическим расходом газа и расходом по диспетчерским данным предложено описывать через «коэффициент рециркуляции» или «связи».

При расчетах режимов компримирования коммерческий расход Q_k в задании следует задавать с учетом $K_{св}$, получаемого по результатам предварительного диагностического расчета по рабочим ГПА КЦ или КС. Расчеты режимов компримирования выполняются по алгоритмам, использующим в основе элементы метода

имитационного моделирования. Оптимальный вариант загрузки по критерию «минимум затрат топливного газа агрегатами КЦ» получается в результате экстремального выбора из реализованных вариантов последовательного перебора [30].

Моделирование технологического режима КС с заменой морально устаревших агрегатов на ГПА нового поколения укрупненной мощности с помощью предложенного алгоритма и результаты эксперимента [26, 35].

Таким образом, реконструкция компрессорной станции с установкой агрегатов нового поколения с эффективным КПД ГТУ $35\div 36\%$ позволяет сократить потребление топливного газа на 41,6% за год при установке четырех агрегатов ГПА-16 (3x1+1), на 38,2% за год при установке трех агрегатов ГПА-25 (2x1+1). Потребляемая мощность компрессорного цеха снижается на $8\div 10\%$ при установке ГПА-16, на $6,5\div 7,7\%$ при установке ГПА-25.

В настоящее время на компрессорных станциях России преобладает классическая схема технологической обвязки оборудования и трубопроводов. К особенностям классической обвязки можно отнести разбивку основного технологического оборудования на три основные функциональные группы:

- группу пылеуловителей;
- группу газоперекачивающих агрегатов;
- группу аппаратов воздушного охлаждения газа.

Каждая группа оборудования объединена между собой через коллекторную трубопроводную обвязку компрессорного цеха. Недостатками классической коллекторной обвязки, помимо высокой металлоемкости трубопроводной обвязки и значительной площади территории КС, являются высокие газодинамические потери в технологических трубопроводах.

Основной акцент при проведении реконструкции компрессорных станций с применением технологических модулей сделан на следующем: снижении гидравлических потерь в технологическом оборудовании и трубопроводах; повышении технико-экономических показателей КС, в том числе увеличении надежности оборудования и трубопроводов КС; уменьшении сроков и стоимости строительства, снижении эксплуатационных затрат.

Особенностями компоновки КС с применением блочно-модульной установки являются:

- размещение линии рециркуляции газа непосредственно в технологическом модуле, что позволяет исключить общецеховую линию рециркуляции газа и значительно сократить общую длину станционных трубопроводов;
- индивидуальная поагрегатная обвязка АВО газа, что ведет к снижению турбулентной, вибрационной составляющей и позволяет повысить надежность технологических трубопроводов.

Переход на блочно-модульную компоновку КС позволит снизить суммарные потери давления газа в фильтр-сепараторах и в АВО газа от 0,17 до 0,05 МПа, что приведет к снижению необходимой степени повышения давления в нагнетателе газа, потребляемой мощности нагнетателя и позволит за счет этого получить экономии до 8–9 % топливного газа на каждом ГПА.

Снижение гидравлических сопротивлений за счет применения труб с внутренним покрытием

В проектах новых магистральных газопроводов (МГ) трубы с внутренним покрытием используются, в первую очередь, для повышения производительности. Применение данного технического решения при реконструкции линейной части эксплуатируемых МГ является одним из методов повышения энергоэффективности, позволяющим сократить потребляемую мощность и расход топлива на КС.

Основным достоинством «гладкостных» покрытий является снижение трения при транспортировке газа.

Наряду с этим можно выделить ряд положительных факторов применения «гладкостных» внутренних покрытий:

- экономия энергозатрат на перекачку и сжатие в процессе эксплуатации трубопровода обеспечивает окупаемость внутреннего покрытия за 3–5 лет;
- улучшенный режим движения газа. Турбулентность потока значительно снижается при наличии внутреннего покрытия, что ведет к снижению критических состояний, определяемых режимом движения газа;
- значительное снижение капитальных затрат за счет возможности уменьшения диаметра трубопровода, обусловленной повышением его пропускной способности.

Установлено, что для газопроводов достаточно нанести покрытие толщиной 40...75 мкм. Для магистральных газопроводов эффективность применения гладкостных покрытий прямо пропорциональна диаметру трубопровода.

Замена 1 км участка газопровода с применением труб с внутренним покрытием снижает потребляемую мощность КС на 30,5...70,6 кВт; при применении труб с внутренним покрытием вдоль всего участка газопровода между КС (110 км) потребляемая мощность эксплуатируемой станции снижается на 22–23%. Локальный энергосберегающий эффект зависит от места применения внутреннего покрытия: с увеличением протяженности реконструируемой части МГ снижается потребляемая мощность КС.

Как показал анализ, замена 1 км в начале и в конце участка газопровода даёт одинаковый результат. Поскольку МГ преимущественно работают в квадратичной зоне сопротивления, то увеличение степени расширения транспортируемого газа на участке газопровода между КС описывается параболической зависимостью.

При замене 1 км с применением внутреннего покрытия в начале участка газопровода снижение степени расширения газа меньше, однако данный эффект распространяется вдоль всего участка между КС, обуславливая в конце участка одинаковое снижение скорости газа, как и при замене 1 км трубы с применением внутреннего покрытия в конце участка газопровода.

Величина энергосберегающего эффекта при применении внутреннего покрытия определяется геометрической конфигурацией участка газопровода (внутренний диаметр, протяженность), газодинамическими параметрами транспорта газа и в условиях режимно-технологической неравномерности работы МГ имеет переменное значение [43].

Применение рассмотренных в статье подходов при проектировании на стадии реконструкции компрессорных станций позволит улучшить показатели энергоэффективности КС, уменьшить потребляемую мощность компрессорных станций и снизить затраты топливного газа [20, 23].

					<i>13.03.01.2020.443.20 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		55

6 ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ

В соответствии с Федеральным законом Российской Федерации от 23.11.2009 г. № 261-ФЗ «Энергосбережение – реализация организационных, правовых, технических, экономических и иных мер, направленных на уменьшение объема используемых энергетических ресурсов при сохранении соответствующего полезного эффекта от их использования».

Основными методами повышения энергоэффективности работы КС, применяемыми при реконструкции и новом строительстве, являются:

- выбор оптимального количества и типоразмера ГПА, обеспечивающий снижение энергозатрат (замена морально устаревших и физически изношенных ГПА на агрегаты нового поколения с высоким эффективным КПД ГТУ, применение на КС агрегатов с различной удельной мощностью и т.д.);
- регенеративное использование теплоты отходящих газов ГТУ;
- применение модульной компоновки ГПА;
- снижение гидравлических сопротивлений за счет применения труб с внутренним покрытием.

Компрессорные цеха и компрессорные станции, реальное техническое состояние которых не обеспечивает компримирование планируемых объемов транспортируемого газа, выступают в качестве «узких мест» магистральных газопроводов.

6.1 Регенеративное использование теплоты отходящих газов ГТУ

Снижение энергозатрат на транспорт газа по газопроводу в значительной степени связано с эффективностью работы самих газоперекачивающих агрегатов (ГПА) и, в первую очередь, газотурбинных установок (ГТУ) как основного вида энергопривода центробежных нагнетателей на компрессорных станциях.

Схема ГТУ с регенерацией теплоты показана на рисунке 5.2.

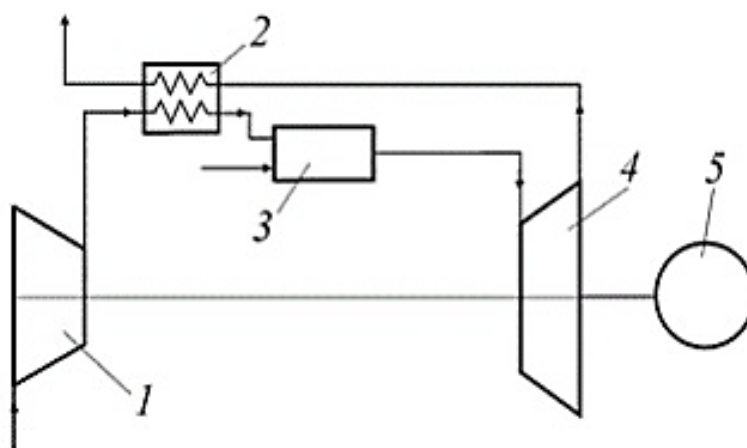


Рисунок 5.2 – Схема ГТУ с регенерацией теплоты уходящих газов:
1 – компрессор; 2 – регенератор; 3 – камера сгорания; 4 – турбина;
5 – нагрузка

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

13.03.01.2020.443.20 ПЗ

Лист

56

Повышение экономичности газотурбинных установок, как одного из основных видов энергопривода КС, может быть осуществлено различными способами и, в частности, за счет теплотехнического совершенства схемы ГТУ посредством введения в нее регенерации тепла отходящих газов [35].

Суть метода заключается в снижении расхода топлива за счёт сокращения потерь теплоты с уходящими газами.

Основные потери в газотурбинной установке - это потери теплоты с уходящими газами, которые составляют 60...70 %, а иногда и более процентов от подводимой с топливом энергии. В простой ГТУ газы, покидающие турбину, имеют высокую температуру 400...450°C. Поэтому энергоэффективность ГТУ существенно повысится, если применить регенерацию теплоты, т.е. использовать часть уходящей теплоты для подготовки сжатого воздуха, поступающего в камеру сгорания.

Воздух после компрессора 1 пропускаться через регенератор 2, который представляет собой теплообменный аппарат поверхностного типа. Туда же в регенератор 2 после газовой турбины 4 направляются отработавшие газы, которые отдают часть своего тепла воздуху и затем удаляются в атмосферу. В регенераторе температура воздуха повышается на 180...250°C, так что необходимое количество топлива, расходуемое на подогрев воздуха в камере при этом уменьшается, энергоэффективность ГТУ возрастает по сравнению с энергоэффективностью простой ГТУ без регенерации.

6.2 Алгоритм расчета показателей энергоэффективности КС

Расход топливного газа ГТУ, тыс.м³/ч, вычисляют по формуле (6.1):

$$q_{ГТ} = q_{ГТ}^o \left(0,75 \cdot \frac{N_H}{N_e^o} + 0,25 \cdot K_{pa} \sqrt{\frac{T_a}{288}} \right) \cdot K_{ГТ} \cdot K_n, \quad (6.1)$$

где $q_{ГТ}^o$ – номинальный расход топливного газа, м³/ч;

$K_{ГТ}$ – коэффициент технического состояния ГТУ (по топливу);

N_H – мощность, потребляемая ЦБН, МВт;

η_e – номинальный КПД ГТУ;

Q_{TC} – теплота сгорания топливного газа, кДж/м³.

Номинальный расход топливного газа определяют по формуле (6.2):

$$q_{ГТ}^o = \frac{3,6 \cdot 10^3 \cdot N_e^o}{\eta_e \cdot Q_{TC}} \quad (6.2)$$

$$q_{ГТ}^o = \frac{3,6 \cdot 10^3 \cdot 16}{0,27 \cdot 37000} = 5,68 \text{ тыс.м}^3/\text{ч}$$

с худшим состоянием по политропному КПД ($K_{п}$) следует, по возможности, включать для работы во 2-й ступени. Это обеспечит более надежную реализацию детерминированного по выходному давлению режима КЦ с ЭГПА в составе КС со смешанными типами ГПА (ЭГПА + ГГПА).

На основе проведенного анализа результатов расчетов режимов КЦ с газотурбинным и электрическим приводом ЦБН рекомендован порядок реализации расчетов режимов многоцеховой КС со смешанными типами ГПА (ГГПА + ЭГПА), который может отличаться от порядка расположения цехов на КС [37].

Объем экономии топливного газа (ГГПА) и электроэнергии (ЭГПА) указан соответственно уровню улучшения коэффициента технического состояния газотурбинной установки на 10 % и ЦБН на 5 %. На основании выполненных оптимизационных расчетов режимов с учетом имеющего место уровня загрузки газопроводов и реального технического состояния парка ГГПА, следует принять величину экономии топливного газа за счет собственно оптимизации загрузки (без изменения структуры КЦ):

- для параллельного соединения ЦБН – 1...2 % от фактического уровня;
- для последовательно-параллельного соединения ЦБН – 1 %.

С учетом изменения структуры компрессорных цехов по числу ГГПА экономия топливного газа за счет оптимизации загрузки агрегатов может составить более 15 %.

Обобщенно, за счет улучшения технического состояния проточных частей ГТУ и ЦБН экономия топливного газа может составить величину порядка 0,8 % на 1 % улучшения технического состояния каждого из этих блоков ГГПА.

В ЭГПА экономия электроэнергии может составить 1...1,1 % на 1 % улучшения технического состояния ЦБН по коэффициенту ТС по политропному КПД.

С учетом поэтапного ввода новых агрегатов (существующей схемы) с относительно высокоэффективным газотурбинным приводом, в сочетании с находящимися в эксплуатации агрегатами более ранних выпусков и ГГПА с продленным сроком эксплуатации, следует оценивать улучшение эффективного КПД привода и, соответственно, снижение расхода топливного газа не более чем на 4...5 % в течение ближайших 10 лет.

Реализация высокоэффективных мероприятий газосбережения агрегатного профиля (применение ЭГТА) вместе с малорасходными мероприятиями эксплуатационного характера (поддержание нормативного технического состояния привода и газового компрессора, оптимальное распределение расходов между цехами КС и оптимизация загрузки ГГПА в КЦ) качественно, при широкомасштабном использовании, может обеспечить экономию до 47...70 % от нынешнего уровня затрат природного газа в форме топливной составляющей, в том числе по ЭГТА – 23 46 %; по электроэнергии – на 5 % от нынешнего уровня затрат по ЭГПА [27, 32, 35, 38].

					<i>13.03.01.2020.443.20 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						61
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

ции регулирования технологическими параметрами и предотвращения аварийных режимов ГПА осуществляются программно-аппаратными средствами «Series 4», установленными в стойке ЦВК-УНС.

Датчики температуры, устанавливаемые в отсеке нагнетателя, обыкновенного исполнения аналоговые сигналы подаются через барьеры искробезопасности (БР), установленные на панели EN.

Управление ГПА будет осуществляться централизованно, по цифровому каналу связи от САУ КЦ;

Команды управления со стойки СУ поступают в стойку ЦВК-УНС по двум интерфейсным каналам, обеспечивающим обмен цифровыми данными между программно-аппаратными средствами «Series 4» и станцией контроля и управления ХУСОМ, а также по физическим каналам, с помощью которых передаются дискретные команды от кнопок и принимаются донесения на органы индикации.

Команды управления исполнительными механизмами ГПА от программно-аппаратных средств «Series 4» выдаются через релейный коммутатор нагрузок (РКН).

Автоматическое поддержание заданной частоты вращения ТНД на всех режимах работы осуществляется за счет управления топливным клапаном РК.

Противопомпажное регулирование на всех режимах работы ГПА осуществляется управлением антипомпажным клапаном рециркуляции АПК с корректировкой частоты вращения ТНД.

Питание составных частей САУ ГПА осуществляется от стабилизированных преобразователей напряжения. Питание установки осуществляется переменным током с напряжением 220 В и постоянным током с напряжением 27 В от резервного источника (аккумуляторных батарей).

Вся система автоматизации компрессорных станций базируется на работе различного типа датчиков и приборов.

Система автоматического управления компрессорного цеха представляет собой комплекс программно-технических средств, включающий в себя:

- шкаф контроля, управления и сигнализации со встроенным плоскочелночным компьютером и выдвижной клавиатурой с манипулятором типа TouchPad (АСА2.556.498);

- автоматизированное рабочее место, выполненное на базе ПЭВМ IBM;

- пульт аварийного останова, устанавливаемый на рабочем столе оператора.

Для автоматизации расхода газа необходимо большое количество измерений параметров. Средства измерения расхода газа должны удовлетворять жестким требованиям взрывобезопасности, надежности и иметь приемлемый показатель цена/качество.

Для этой цели используется комплексный датчик «Гипер-Флоу-3Пм», в основу конструкции которого положен метод переменного перепада давления на сужающем устройстве и в системе с применением счетчиков и датчиков объемного расхода газа (работа в режиме корректора). Поэтому при проведении патентного поиска особое внимание было уделено анализу средств измерения расхода газа сужающим устройством.

						13.03.01.2020.443.20 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			65

7.1 Устройство системы регулирования

Система автоматического регулирования ГТУ выполнена по схеме непрямого регулирования с пневматическими серводвигателями и усилителями. Воздух для работы системы отбирается из стационарного коллектора сжатого воздуха, в который подается через отборы из осевых компрессоров, работающих ГПА или от поршневого компрессора с приводом от электродвигателя переменного тока. Перед использованием в системе воздух охлаждается и очищается в блоке воздухоподготовки. Давление воздуха в САР поддерживается 0,14 МПа регулятором давления «после себя». Электромагнитный вентиль (ЭМВ5) на подводящем трубопроводе к регулятору давления (РД) используется для отключения подачи воздуха к системе, когда агрегат остановлен.

Основными регулирующими органами системы являются стопорный (СК) и регулирующий (РК) клапаны. Положение РК определяет количество газового топлива, подводимого к камере сгорания. В качестве привода этих клапанов используются мембранные пневматические сервомоторы.

Основным регулятором в системе является регулятор скорости (РС), поддерживающий заданную частоту вращения вала нагнетателя. Импульсом РС служит напор масла от насоса-импеллера, установленного на валу ТНД. Регулятор скорости снабжен механизмом датчика частоты вращения, подключенным к системе автоматического управления. На работающем агрегате ДРС можно управлять дистанционно с помощью кнопок «РС ВЫШЕ» и «РС НИЖЕ», расположенных на пульте управления ГПА.

Основные связи в пневматической системе обеспечиваются тремя линиями - постоянного давления, проточной и предельного регулирования. В проточную линию воздух поступает из линии постоянного давления через дроссельную шайбу диаметром 4 мм. Проточная линия осуществляет связь между РС, ограничителем приемистости (ОП), золотником с электромагнитным приводом (ЭМП) малоинерционного регулятора температуры, золотником отсечным (ЗО) и серводвигателем регулирующего клапана. В РС, ЭМП и ОП воздух из проточной линии может выпускаться в атмосферу.

Количество выпускаемого воздуха определяет давление в проточной линии, а оно, в свою очередь, положение РК и выпускных клапанов (ВВК1, ВВК2). По мере снижения давления в проточной линии РК прикрывается, а при увеличении давления – открывается.

Воздух в линию предельного регулирования поступает из линии постоянного давления через дроссельную шайбу диаметром 3,3 мм. Эта линия связывает регулятор скорости, электромагнитные вентили ЭМВ1 и ЭМВ2, серводвигатель стопорного клапана, пневматические выключатели (ПВ) автоматов безопасности вала силовой турбины (АБ тнд), вала турбокомпрессора (АБ твд) и вала турбодетандера (АБ тд). Давление в линии предельного регулирования определяет положение стопорного клапана.

Стопорный клапан открыт, если в РС, ЭМВ₁, ЭМВ₂ и ПВ выпуск воздуха в атмосферу перекрыт и давление в линии предельного регулирования равно 0,14

										Лист
										66
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ					

МПа. При открытии сброса воздуха в одном из перечисленных устройств давление в линии снижается, и СК закрывается.

Ограничитель приемистости (ОП) предназначен для ограничения максимальной температуры (не более плюс 800 °С) продуктов сгорания, поступающих в ТВД. Ограничитель приемистости устанавливает максимально возможное открытие РК по подаче топлива в камеру сгорания в зависимости от давления воздуха за компрессором. Работает ОП по принципу ограничения давления воздуха в проточной линии.

В нагнетании осевого компрессора установлены два воздушных выпускных клапана (ВВК₁ и ВВК₂), работающих параллельно. Эти клапаны сбрасывают в атмосферу воздух при остановке ГПА или при сбросе нагрузки. В первом случае выпуск воздуха сокращает время выбега роторов турбины и продувки горячей проточной части холодным воздухом, во втором – снижает заброс частоты вращения ротора силовой турбины.

Отсечной золотник (ЗО) используется для усиления управляющего импульса к выпускным клапанам. К золотнику подводится воздух из двух линий – постоянного давления и проточной. При снижении давления в проточной линии до 0,04...0,05 МПа золотник отсекает подвод воздуха из линии постоянного давления к выпускным клапанам, и они открываются под действием потока воздуха из ОК.

В целях предохранения осевого компрессора от помпажа на пуске ГТУ за его четвертой ступенью установлено непосредственно на корпусе компрессора восемь сбросных клапанов (СБК) для выпуска части воздуха в атмосферу. В период пуска ГТУ, когда давление за четвертой ступенью ОК низкое, клапаны под действием пружины удерживаются в открытом положении. По мере увеличения частоты вращения компрессорного вала растет перепад давления воздуха, действующий на тарелку клапана и создающий усилие для его закрытия. СБК закрываются при достижении частоты вращения вала компрессора 4200...4300 мин⁻¹.

Автоматы безопасности (АБ) предназначены для остановки турбоагрегата при увеличении частоты вращения роторов до предельно допустимого значения. ТВД, ТНД и ТД защищают бойковые автоматы безопасности. При вращении вала ротора на боек АБ действует центробежная сила, которая при частоте вращения ниже допускаемой уравнивается натяжением пружины. При достижении предельной частоты вращения центробежная сила, действующая на боек, и натяжение пружины сравниваются. Дальнейшее повышение оборотов вызывает увеличение центробежной силы, и боек, сжимая пружину, выходит из вала, ударяет по рычагу, вызывая срабатывание пневматического выключателя (ПВ).

В пневматическом выключателе открывается клапан, давление в линии предельного регулирования падает, закрывается стопорный клапан, турбина останавливается. Автоматы безопасности турбодетандера (АБТд) и турбокомпрессорного вала (АБТвд) воздействуют на один пневматический выключатель. Автомат безопасности силового вала (АБТнд) воздействует на свой выключатель. Все три АБ конструктивно оформлены одинаково. Отличаются они, в основном, только размерами бойка.

					13.03.01.2020.443.20 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

7.2 Предпусковое состояние системы регулирования

Перед пуском газоперекачивающего агрегата электромагнитный вентиль ЭМВ5 закрыт. Воздух из стационарного коллектора не подается в систему регулирования.

Регулятор скорости находится в исходном состоянии – «РС МАХ». Открыты в нем полностью сбросы воздуха из линий предельного регулирования и проточной. Избыточное давление воздуха в этих линиях отсутствует, стопорный и регулирующий клапаны под действием своих пружин удерживаются в закрытом положении. Выпускные воздушные клапаны (ВВК₁ и ВВК₂) закрывают выход воздуха из нагнетателя компрессора.

Отсутствует напряжение на электромагнитных вентилях ЭМВ₁, ЭМВ₂, и они закрыты. Выпуск воздуха из линии предельного регулирования через эти вентили перекрыт.

В дроссельном золотнике с электромагнитным приводом и ограничителе приемистости (ОП) отверстия для выпуска воздуха из проточной линии перекрыты.

Пневмовыключатели автоматов безопасности находятся в рабочем положении. Сброс воздуха из линии предельного регулирования через их клапаны перекрыт.

7.3 Работа системы регулирования при поддержании заданной нагрузки

Поддержание заданной частоты вращения силового вала (в пределах от минимальной 3300 мин⁻¹ до максимальной 5000 мин⁻¹) осуществляется следующим образом. Если по какой-либо причине частота вращения ТНД снизится, то из-за уменьшения напора на импеллере поршень в регуляторе скорости опустится вниз. Выпуск воздуха из проточной линии уменьшится, давление в ней возрастет. Регулирующий клапан приоткроется, и снижение частоты вращения прекратится. При повышении частоты вращения ТНД регулятор скорости действует в обратном порядке. Снижается давление в проточной линии, и регулирующий клапан прикрывается. Неравномерность работы регулятора скорости при номинальной частоте вращения составляет 4–5. При работе агрегата давление в проточной линии изменяется в пределах от 0,06 до 0,12 МПа. Это изменение соответствует полной перестановке регулирующего клапана.

В случае мгновенного сброса нагрузки и резком увеличении частоты вращения ТНД регулятор скорости может увеличить выпуск воздуха из проточной линии настолько, что закроется регулирующий клапан и откроются выпускные клапаны. После открытия выпуска воздуха за ОК увеличение частоты вращения вала ТНД прекратится.

Когда частота вращения с учетом имеющейся неравномерности восстановится и выпускные клапаны закроются, регулирующий клапан откроется на величину, необходимую для поддержания заданной частоты вращения уже для сниженной нагрузки.

Устройство нормализации и сигнализации (УНС) предназначено для преобразования (нормализации) сигналов первичных преобразователей датчиков посто-

									Лист
									68
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ				

янного и переменного тока в унифицированный выходной сигнал 0–10 в отрицательной полярности, пропорциональный значению контролируемого параметра (температура, давление и т.п.), и для сравнения унифицированных сигналов с уставками предельных значений параметров.

Устройство позволяет принимать по 36 каналам сигналы низкого уровня от первичных, по 20 каналам унифицированный сигнал 0...10 В. Каждая группа из 28 каналов обеспечивается 30 уставками сигнализации.

					<i>13.03.01.2020.443.20 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
						69
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

8 ВОПРОСЫ ЭКОЛОГИИ

В настоящее время к загрязнению среды принято относить все факторы, которые оказывают вредное воздействие как на самого человека, так и на организм живой природы.

8.1 Воздействие работы ГТК 10-4 на окружающую среду

В ГТУ не всё подводимое с топливом тепло превращается в полезную работу. Большая часть его (65-75% в зависимости от КПД) выбрасывается в окружающую среду. Тепло попадает в атмосферу при выбросе выхлопных газов, что изменяет микроклимат в зоне расположения источника выброса. Это тепло интенсивно рассеивается и не представляет для окружающей среды большой опасности.

Более серьёзные последствия влечёт за собой сброс в водоёмы нагретой охлаждающей воды. Повышая температуру воды в водоёмах и уменьшая тем самым концентрацию растворённого в ней кислорода, что неблагоприятно влияет на биологические и химические процессы, определяющие жизнедеятельность растительных и животных организмов, населяющих водоёмы.

В основе рабочего процесса ГТУ лежит процесс горения топлива, поэтому их развитие и применение сопровождается как возрастанием потребления топлива, так и увеличением масштабов загрязнения атмосферы выхлопными газами. Эти газы представляют собой смесь продуктов сгорания с избыточным горением. В общем случае продукты сгорания могут содержать:

- продукты полного сгорания горючих компонентов топлива;
- компоненты неполного сгорания топлива;
- окислы азота;
- золотые частицы, образующиеся из негорючих минеральных примесей.

Выхлопные газы, загрязняя атмосферу, приводят к уменьшению потока солнечной энергии на поверхности земли к ухудшению видимости в результате поглощения и рассеивания света взвешенными частицами. Эти частицы представляют также серьёзную угрозу для здоровья человека – попадая в органы дыхания, они приводят к тяжёлым заболеваниям.

Отрицательные воздействия на организм человека оказывают также вибрация и шум, производимые ГТУ. Поражаются органы слуха, зрения, возникают различные заболевания.

Все вышеперечисленные вредные воздействия ГТУ необходимо устранить либо уменьшить. Применение регенерации тепла отработанных газов повышает КПД цикла ГТУ на 6%, снижает тепловые выбросы в атмосферу на 200 °С и экономит расход топливного газа около.

8.2 Отвод дымовых газов

Газоходы являются обязательными составляющими газовых трактов. Газоходы изготавливаются из металла. Чаще всего они имеют круглое сечение, а для

									Лист
									70
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ				

восприятия температурных удлинений оснащены компенсаторами. Газоходы помогают отводить продукты сгорания: дымовые и газовые смеси. Они вырабатываются в процессе горения газа. Газоход способствует и достаточному поступлению в агрегат воздуха, создавая хорошую тягу.

При одновременном совместном присутствии в выбросах веществ однонаправленного вредного действия их безразмерная суммарная концентрация не должна превышать единицы (8.1).

$$\frac{C_1}{\text{ПДК}_1} + \frac{C_2}{\text{ПДК}_2} + \frac{C_3}{\text{ПДК}_3} + \dots + \frac{C_n}{\text{ПДК}_n} \leq 1, \quad (8.1)$$

где C_1, C_2, C_3, C_n – фактические концентрации вредных веществ в атмосферном воздухе, мг/м³;

$\text{ПДК}_1, \text{ПДК}_2, \text{ПДК}_3, \text{ПДК}_n$ – предельно допустимая концентрация вредных веществ в атмосферном воздухе, мг/м³.

Главным фактором, влияющим на рассеивание токсичных веществ, является ветер.

Основным мероприятием по снижению концентраций загрязняющих веществ в атмосфере является выброс дымовых газов на максимально возможную высоту. Для этого проектом предусмотрен расчет минимальной высоты дымовой трубы которая обеспечит требуемые параметры концентрации загрязняющих веществ в приземном слое.

При высоких температурах в ядре факела топок происходит частичное окисление азота, содержащегося в воздухе и топливе, поэтому при работе на природном газе уходящие газы содержат вредные вещества – оксиды азота.

По сложившейся методике расчет выбросов ведется в пересчете на диоксид азота NO₂.

Основным топливом является природный газ, $Q_p^H = 36,72$ МДж/кг – низшая теплота сгорания; $\rho_H = 0,758$ кг/м³ – плотность газа при температуре $t = 0^\circ\text{C}$ и давлении $P = 0,10132$ МПа. При правильной эксплуатации основными токсичными примесями, содержащимися в дымовых газах, являются окислы азота. Максимальный расход газа на ГТК 10-4 составит 293,9 м³/ч.

Состав газа: CH₄ – 94,9%; C₂H₆ – 3,2%; C₃H₈ – 0,4%; C₄H₁₀ – 0,1%; C₅H₁₂ – 0,1%; N₂ – 0,9%; CO₂ – 0,4%; $Q_H^P = 36,72$ МДж/кг.

Теоретический необходимый объем воздуха (8.2):

$$V_g^o = 0,0476 \cdot \left[0,5 \cdot (CO + H_2) + 1,5 \cdot H_2S + \sum \left(m + \frac{n}{4} \right) C_m H_n - O_2 \right], \quad (8.2)$$

где m и n – число атомов углерода и водорода в химической формуле углеводородов, входящих в состав топлива.

$$V_g^o = 0,0476 \cdot \left[0,5 \cdot (0+0) + 1,5 \cdot 0 + \left(1 + \frac{4}{4}\right) \cdot 94,9 + \left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot 3,2 + \right. \\ \left. + \left(3 + \frac{8}{4}\right) \cdot 0,4 + \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot 0,1 + \left(5 + \frac{12}{4}\right) \cdot 0,1 - 0 \right] = 9,65 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Теоретические объемы продуктов сгорания топлива:

а) Объем трехатомных газов (8.3):

$$V_{RO_2}^o = 0,01 \cdot (CO_2 + CO + H_2S + \sum mC_m H_n) \quad (8.3)$$

$$V_{RO_2}^o = 0,01 \cdot (0,5 + 0 + 0 + 94,9 + 2 \cdot 3,2 + 3 \cdot 0,4 + 4 \cdot 0,1 + 5 \cdot 0,1) = 1,11 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

б) объем двухатомных газов (8.4):

$$V_{N_2}^o = 0,79 \cdot V_g^o + 0,01 \cdot N_2 \quad (8.4)$$

$$V_{N_2}^o = 0,79 \cdot 9,65 + 0,01 \cdot 0,9 = 7,89 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

в) объем водяных паров (8.8):

$$V_{H_2O}^o = 0,01 \cdot (H_2 + H_2S + 0,5 \cdot \sum nC_m H_n + 0,124 \cdot d) + 0,0161 \cdot V_g^o, \quad (8.8)$$

где d – влагосодержание топлива, отнесенное к 1 м^3 сухого газа, $d = 10 \text{ г}/\text{м}^3$.

$$V_{H_2O}^o = 0,01 \cdot [1,49 + 0 + 0,5 \cdot (4 \cdot 94,9 + 6 \cdot 3,2 + 8 \cdot 0,4 + 10 \cdot 0,1 + 12 \cdot 1,8)0,1 + 0,124 \cdot 10] + 0,0161 \cdot 9,65 = 2,16 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Теоретический объем дымовых газов (8.9):

$$V_z^o = V_{RO_2}^o + V_{N_2}^o + V_{H_2O}^o \quad (8.9)$$

$$V_z^o = 1,11 + 7,89 + 2,16 = 11,19 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Полный объем продуктов сгорания при нормальных условиях при сжигании 1 м^3 природного газа с $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_z = 1,11 + 7,89 + 2,16 + 1,0161 \cdot (1,105 - 1) \cdot 9,65 = 11,28 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

В топочной камере образуется окись азота NO (более 95 %). Образование двуокиси азота NO₂ за счет окисления NO происходит при низких температурах.

Выброс окислов азота рассчитывается по NO₂ (8.10):

$$M_{NO_2} = 0,001 \cdot B \cdot Q_H^p \cdot K_{NO_2} (1 - \beta), \quad (8.10)$$

										Лист
										72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ					

где β – коэффициент, зависящий от степени снижения выбросов окислов азота в результате применяемых технических решений, $\beta = 0,01$;

V – расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$;

Q_H^P – низшая теплота сгорания топлива, $\text{МДж}/\text{кг}$, ($Q_H^P = 36,72 \text{ МДж}/\text{кг}$);

K_{NO_2} – параметр, характеризующий количество окислов азота, образующихся на МДж теплоты, $\text{кг}/\text{МДж}$.

Расчет высоты дымовой трубы. Отвод дымовых газов от турбины ГТК-10-4 производится в дымовую трубу высотой 25 м, диаметром устья 0,9 м.

Минимально допустимая высота дымовой трубы, при которой максимальная концентрация вредных выбросов не превышает ПДК, определяется по формуле (8.11):

$$H = \sqrt{\frac{A \cdot M \cdot F \cdot m \cdot n \cdot \sqrt[3]{z}}{C_M \cdot \sqrt[3]{V_{\text{дз}} \cdot \Delta T}}}, \quad (8.11)$$

где A – коэффициент, зависящий от метеорологических условия в данном районе;

z – число дымовых труб;

F – коэффициент, учитывающий характер выбрасываемых веществ.

m – коэффициент, учитывающий влияние скорости выхода газов из устья трубы;

n – коэффициент, связанный с опасной скоростью ветра;

$V_{\text{дз}}$ – объёмный расход дымовых газов через дымовую трубу;

ΔT – разность температур дымовых газов и атмосферного воздуха в теплый период года, $^{\circ}\text{C}$ (8.12):

$$\Delta T = t_{\text{газов}} - t_{\text{возд}}, \quad (8.12)$$

где $t_{\text{газов}}$ – температура дымовых газов, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{возд}}$ – температура воздуха в теплый период, $^{\circ}\text{C}$.

$$\Delta T = 232 - 18,3 = 190,7 \text{ } ^{\circ}\text{C}$$

$\text{ПДК}_{NO_x} = 0,085 \text{ мг}/\text{м}^3$ – концентрация вредных выбросов в атмосферном воздухе, которая может быть создана дымовой трубой без превышения ПДК:

$$H_{NO_2} = \sqrt{\frac{160 \cdot 5,53 \cdot 1 \cdot 1}{0,08 \cdot \sqrt[3]{69,2 \cdot 190,7}}} = 21,2 \text{ м}$$

Существующая труба высотой 25 м удовлетворяет рассеиванию вредных веществ дымовых газов до концентрации меньше, чем ПДК.

									Лист
									73
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

13.03.01.2020.443.20 ПЗ

9 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Ремонт ГПА – это технически сложный и трудоемкий процесс, выполняемый с использованием грузоподъемных механизмов, пневмо- и электроинструмента, газо- и электросварки, специальных приспособлений и механизмов.

9.1 Вывод ГТК 10-4 в ремонт

Процесс ремонта производится в действующем цехе, где работают другие ГПА, а трубопроводы находятся под давлением газа, масла, воды и воздуха, предъявляет повышенные требования к организационно-техническим мероприятиям по подготовке агрегата к ремонту с целью создать безопасные условия труда для ремонтного персонала.

К основным организационно-техническим мероприятиям следует отнести:

1. Отключение ГПА от технологических коммуникаций и обеспечение невозможности случайной или преднамеренной подачи газа в трубопроводы обвязки нагнетателя. С этой целью необходимо: закрыть краны №1, 2, 4, 6 и стравить газ через кран №5; отключить систему управления кранами - электрическую цепь и импульсный газ; обеспечить невозможность случайной или преднамеренной перестановки кранов обвязки нагнетателя посредством установки замков, демонтажа органов ручного управления, блокировкой переключателей и насосов, демонтажем подводящих трубок. На открытые краны вывесить плакаты «Не закрывать», на закрытые краны – «Не открывать». Вскрыть люки-лазы на трубопроводах между нагнетателями и кранами №1 и 2, установить специальные шары со стороны нагнетателя, обеспечивающие закрытие обвязки нагнетателя.

2. Отключение ГПА от трубопроводов топливного и пускового газа и обеспечение невозможности случайной или преднамеренной подачи газа к узлам агрегата. С этой целью необходимо: закрыть краны №12, 12 бис, 11 и стравить газ через кран №9, кран №10 при этом открыт; отключить систему управления кранами – электрическую цепь и импульсный газ; обеспечить невозможность случайной или преднамеренной перестановки кранов топливного и пускового газа, выполнив мероприятия аналогичные в пункте 1; вывесить в необходимых местах запрещающие и предупреждающие таблички, установить на трубопроводах топливного и пускового газа силовые заглушки.

3. Отключение ГПА от электропитающих систем посредством выкатывания ячейки вводных автоматов с установкой плакатов «Не включать, работают люди!».

4. Опорожнение всех масляных систем ГПА, в том числе и маслобаков. На подводящих маслопроводах устанавливаются силовые заглушки.

5. Оформление всей необходимой документации по выводу ГПА в ремонт с оповещением об этом всего персонала КС.

Проведение всех мероприятий по выводу агрегата в ремонт проверяется представителями эксплуатационной и ремонтной организаций, о чем составляется соответствующий акт.

										Лист
										74
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ					

Вскрытие агрегата проводят после подписания акта о его сдаче в ремонт. К акту сдачи прилагается ведомость технических показателей, ремонтные формуляры, предварительная ведомость дефектов. Основные требования к ремонтным работам сводятся к следующему:

- соблюдение установленной технологии ремонта;
- устранение выявленных дефектов;
- ведение работ в строгом соответствии с сетевым графиком;
- сдача эксплуатационному персоналу отремонтированных деталей и узлов.

9.2 Вывод ГТК 10-4 из ремонта

Все работы по ремонту агрегата производятся только по технологии, разработанной заводом-изготовителем ГПА. Конструктивные изменения основного оборудования, изменение технологических и принципиальных схем агрегата во время ремонта могут производиться по согласованию с заводом изготовителем.

В процессе ремонта ГПА, начальник КС или инженер по ремонту производят приемку из ремонта отдельных отремонтированных узлов вспомогательных механизмов с оформлением соответствующих актов и формуляров.

Перед сборкой ГПА рабочие поверхности деталей, воздушные и масляные каналы должны быть очищены, промыты и продуты сжатым воздухом, трущиеся поверхности притерты и смазаны маслом, используемым в маслосистеме ГПА. Узлы необходимо собирать согласно маркировке с установкой только отремонтированных деталей. Для предохранения резьбы крепежа турбины от пригорания можно использовать специальные составы на основе порошка дисульфид молибдена или серебристого графита. Перед нанесением состава резьбовая поверхность должна быть очищена и обезжирена бензином или ацетоном. Состав необходимо наносить мягкой льняной тряпкой до получения равного тонкого слоя. Для предохранения вкладышей от ржавчины и обойм лабиринтовых уплотнений от пригорания их контактируемые поверхности рекомендуется натирать сухим графитом.

При сборке резьбовых соединений для обеспечения прилегаемости стыков и сохранения целостности резьбы необходимо выполнять следующие правила:

- использовать крепеж только с исправной резьбой;
- в целях избежания пригорания не применять смазку резьбы маслом или составом, разведенном на олифе;
- не допускать люфта резьбовых соединений;
- затяжку производить последовательным обходом диаметрально противоположных болтов и шпилек;
- крутящий момент, приложенный при затяжке к болту или шпильке, должен вызывать в них напряжение не более $(0,5...0,6)g$, где g – предел текучести;
- торцы гаек должны быть перпендикулярны резьбе и параллельны фланцам;
- шпильки должны заворачиваться до упора торцевой части и не до конца резьбовой части, если резьбовая вворачиваемая часть шпильки окажется короче глубины резьбовой части фланца необходимо в отверстие положить шайбу;

– при сборке фланцев трубопроводов необходимо обеспечить их соосность и параллельность, причем площадь прилегания торцевых поверхностей по краске не должна быть не менее 70%;

– для обеспечения герметичности разъемов необходимо применять уплотняющие составы и материалы.

Начинать и заканчивать работу по сборке узлов должен один исполнитель. Объем контрольных измерений зазоров и натягов при сборе должен соответствовать объему измерений при разборке.

Сборку турбины и компрессора необходимо выполнять в такой последовательности:

– установить нижние половины обойм лабиринтовых уплотнений, вкладышей;

– плавающие кольца главного масляного насоса и импеллера, обоймы масляных уплотнений;

– уложить роторы согласно карте технологического процесса, соблюдая при этом все размерные цепи;

– установить нижние половины колец с рабочими и установочными колодками;

– установить верхние половины вкладышей и кольца с колодками упорного подшипника;

– поставить установочные штифты и обтянуть крепеж;

– установить в крышке подшипников верхние обоймы масляных уплотнений и закрыть подшипники крышками;

– установить верхние половины обойм лабиринтных уплотнений, поставить установочные штифты, обтянуть крепеж;

– перед закрытием турбины и компрессора для проверки отсутствия задеваний повернуть ротор;

– после нанесения мастики закрыть крышки корпусов;

– по направляющим стойкам опустить крышку, оставляя 3...5 мм до нижнего разъема, установить контрольные штифты.

При сборке нагнетателя следует обратить особое внимание на установку торцевых уплотнений и подшипников, проверку осевого разбега ротора.

Вывод агрегата из ремонта и приемка его в эксплуатацию производит комиссия в полном соответствии с положением о планово-предупредительном ремонте ГПА. Перед пуском агрегата в работу проверяется вся ремонтная документация: данные ремонтных формуляров, наличие актов на закрытие агрегата и его узлов, на осмотр и очистку воздушного и газового трактов, на опрессовку системы регулирования и маслоснабжения ГПА, а также системы уплотнения центробежного нагнетателя. Проверяются установочные величины системы регулирования и защит, проводится контрольный анализ масла.

Перед пуском агрегата в работу необходимо провести:

– осмотр воздухозаборной камеры с целью проверки отсутствия в ней посторонних предметов;

					13.03.01.2020.443.20 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		76

- проверку положений запорной арматуры, подвергшейся открытию или закрытию во время ремонта, а также заполнение гидросистем кранов гидравлической жидкостью;
- проверку действия и включение всех контрольно-измерительных приборов, систем автоматики, аварийной и предупредительной сигнализации с оформлением протокола проверки;
- проверку пусковых, резервных, аварийных и уплотнительных насосов, а также устройств их автоматического включения и соответствия давления масла в системе величинам, указанным в инструкции завода изготовителя;
- проверку работы регулятора перепада давления «масло- газ» совместно с проверкой кранов «гитары» и заполнением контура нагнетателя;
- осмотр системы маслоснабжения агрегата.

Особый контроль при пуске ГПА после его ремонта уделяется:

- системе маслоснабжения агрегата;
- узлам системы регулирования и их взаимодействию;
- механическим задеваниям в узлах и проточных частях ГПА;
- уровню вибрации узлов агрегата;
- тепловому расширению корпусов ГПА;
- работе подшипников;
- наличию утечек воздуха, продуктов сгорания и масла.

После обкатки ГПА при отсутствии дефектов и соответствии его параметров техническим условиям завода- изготовителя производится приемка агрегата в эксплуатацию. Качество проведенного ремонта ГПА оценивают по таким критериям, как приведенная мощность ГПА, коэффициент полезного действия, вибрационное состояние агрегата.

После приемки агрегат проверяется в работе непрерывно под нагрузкой в течение 72 ч, после чего дается предварительная оценка качества проведенного ремонта. Если в процессе этой работы обнаруживаются какие-либо дефекты, ремонт считается незаконченным. Дефекты устраняются, после чего ГПА вновь проверяется в работе под нагрузкой в течение 24 ч.

В течение месяца работы под нагрузкой, после приемки агрегата из ремонта должны быть проведены эксплуатационные испытания ГПА, в результате которых необходимо определить его основные входные показатели (мощность, КПД), сравнить их с соответствующими показателями агрегата до проведения ремонта и на основании этого сделать оценку качества проведенного ремонта.

9.3 Эксплуатация регенератора

Перед пуском произвести внешний осмотр секции, опор для определения их исправности и готовности к пуску и проверку приборов, контролирующих работу регенератора, с составлением акта проверки.

Режим использования регенератора – базовый: среднегодовой коэффициент использования (по времени) не более 80 %, число пусков ГПА в год не более 50.

Регенератор предназначен для работы в макроклиматических районах с умеренным климатом. Климатическое исполнение «УХЛ» (установка на открытом воздухе при температуре от +45 °С до -55 °С), категория перемещения 1 по ГОСТ 15150-69.

Время запуска агрегата до режима холостого хода (нижний предел регулируемых оборотов силовой турбины: 20...30 мин. График изменения температуры продуктов сгорания после турбины (перед регенератором) при пуске и нагружении:

- увеличение температуры до величины не более 120 °С в течении 2...5 минут;
- увеличение температуры с темпом 20...25 °С/мин в течении 7...9 мин;
- выдержка на режиме холостого хода в течении 1...2 мин.;
- нагружение агрегата с темпом 10 °С/мин.

Температура продуктов сгорания за турбиной (перед регенератором) на режиме холостого хода составляет величины, указанные в таблице 9.1.

Таблица 9.1 – Температуры продуктов сгорания перед регенератором

Температура атмосферного воздуха, °С	Предельно допустимая температура за турбиной, °С
-30	320
-15	330
0	355
15	390
25	455
40	490

Остаточная запыленность сжатого воздуха после компрессора ГТУ не более 0,3 мг/м³ (при этом концентрация пыли с размерами частиц не более 20 мкм не выше 0,03 мг/м³; допускается кратковременная концентрация пыли до 5 мг/м³ с частицами размером не более 30 мкм (не более 100 ч в год).

Секции генератора допускают очистку внутри трубного пространства от возможных отложений механическим способом и обдувку сжатым воздухом.

Работу регенератора должны контролировать следующие приборы:

- для измерения давления межтрубного пространства;
- для измерения температуры сред на входе и на выходе межтрубного и на входе трубного пространства.

Обслуживающий персонал должен следить за состоянием тепловой изоляции и не допускать ее разрушения. При эксплуатации должно быть обеспечено свободное перемещение подвижной опоры секции регенератора, которое необходимо периодически визуально проверять.

В процессе работы регенератора не требуется техническое обслуживание.

Во время планово-предупредительных ремонтов необходимо производить внешний осмотр и периодический контроль плотности не реже 1 раза в 3 года.

К обслуживанию могут быть допущены лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование и профессиональную подготовку.

Техническое освидетельствование проводить 1 раз в четыре года, гидравлические или пневматические испытания пробным давлением один раз в 8 лет.

Перемещение подвижной опоры контролировать при пусках и остановах. Периодичность контроля перемещения подвижной опоры – не менее 1 раза в год.

Ремонт выполняется персоналом, имеющим соответствующую квалификацию и ознакомленным с настоящей инструкцией.

Перед остановом на ремонт провести общий осмотр регенератора, зафиксировать параметры работы установки по приборам.

Осмотр, ремонт проводить при отключенном регенераторе и всей установки.

Провести проверку плотности регенератора по межтрубному пространству с целью установления наличия неплотностей и мест их распространения.

При проведении ремонтных работ соблюдать необходимые требования по чистоте, исключающие попадание пыли, грязи, посторонних предметов в трубное и межтрубное пространства.

Секции регенератора при необходимости должны быть обеспечены площадками обслуживания с ограждениями необходимыми для безопасного ведения работ.

Ремонт регенератора должен производиться по технологии, разработанной в соответствии с настоящей инструкцией.

Для осмотра и проведения ремонта имеются люки-лазы в камерах входа и выхода продуктов сгорания. Перед осмотром и проведением ремонта должна быть обеспечена вентиляция внутренних полостей регенератора в соответствии с требованиями техники безопасности.

Ремонт регенератора, связанный с устранением неплотности в трубном пространстве, необходимо проводить в следующем порядке:

- открыть люки-лазы в камерах подвода и отвода продуктов сгорания;
- установить технологические заглушки на трубопроводах подвода и отвода воздуха в наиболее доступных местах;
- собрать схему для создания избыточного давления в межтрубном пространстве с подключением к линии сжатого воздуха;
- для контроля неплотности создать небольшое избыточное давление воздуха в межтрубном пространстве не более $P_{\text{изб}}=0,2...0,5 \text{ кгс/см}^2$;
- рекомендуется первоначально на ощупь, с использованием бумажных лепестков, путем обмыливания или другим способом целить наличие течей.

В случае обнаружения течи, с помощью технологических пробок, соблюдая меры техники безопасности, уточнить конкретное место дефекта – сварной шов или собственно труба, при этом поверхность противоположной трубной доски закрыть бумагой, пленкой или другим аналогичным материалом с целью исклю-

					<i>Лист</i>
					79
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>	13.03.01.2020.443.20 ПЗ

чения влияния естественной тяги через трубы. Места, подлежащие ремонту, отметить мелом, снять давление.

В таблице 9.2 приведен анализ возможных аварийных ситуаций на КС.

Таблица 9.2 – Анализ возможных аварийных ситуаций на КС

Наименование аварийной ситуации	При каких условиях возможна аварийная ситуация	Возможное развитие аварии, последствий в т.ч. за пределами цеха	Способы и средства предотвращения аварий	Меры по локализации аварии
1	2	3	4	5
Разрыв газопроводов природного газа	Механическое повреждение, электрохимическая коррозия	Выброс газа, возможно возгорание или взрыв	Профилактические мероприятия по контролю за сварными швами газопроводов, выполнение антикоррозийной обработки	Отключить поврежденный участок, открыть свечи на поврежденном участке
Разрыв трубопроводов горячей воды	Механическое повреждение, электрохимическая коррозия	Выброс горячей воды, попадание воды в электрические щиты или на электрооборудование	Профилактические мероприятия по контролю за сварными швами трубопроводов, выполнение антикоррозийной обработки	Отключить поврежденный участок
Возгорание газоперекачивающего агрегата	Попадание масла на нагретые поверхности турбоагрегата	Разрушение ГПА, вспомогательного оборудования	Профилактические мероприятия по контролю за целостностью маслопроводов	Аварийный останов турбоагрегата, с последующем включением системы пенопожаротушения

Продолжение таблицы 9.2

1	2	3	4	5
Исчезновение напряжения на устройствах дистанционного и автоматического управления	Прекращение электропитания щитов управления	Отсутствие контроля за работой ГПА, выход турбоагрегата в помпаж с последующим его разрушением	Профилактические мероприятия	Аварийный останов ГПА

10 ЭКОНОМИКА И УПРАВЛЕНИЕ

Экономическая часть проекта включает в себя оценку выбранного варианта технического решения на основе сравнения капитальных затрат на модернизацию, текущих затрат на эксплуатацию и срока окупаемости проекта. Управленческая часть проекта выполняется для создания структуры реализации проекта модернизации.

10.1 Расчет капитальных затрат на модернизацию ГТК 10-4

Стоимость оборудования и монтажных работ определяется по прейскуранту завода-изготовителя и сведена в таблицу 10.1 [38, 41, 43, 44, 46].

Таблица 10.1 – Стоимость оборудования и материалов

Наименование оборудования	Количество	Цена, тыс. руб.	Стоимость, тыс. руб.
1	2	3	4
Газотурбинный агрегат-регенератор пластинчатый трубчатый РГУ-1800-01	1 шт.	1 300,40	1 300,40
Лабиринтно-винтовое уплотнение на всасе компрессора	1 ком.	567,00	567,00
Чугунная всавка в обойме компрессора	12 шт.	74,00	888,00
Прямоточное уплотнение с металлооерамической вставкой на нагнетании компрессора	1 ком.	329,00	329,00
Пламенная труба камеры сгорания компрессора	1 ком.	862,00	862,00
Газодинамическое напыление металлокерамического покрытия	1 ком.	411,00	411,00
Программно-аппаратное средство «Series 4» со станцией ХУСОМ	1 шт.	650,00	650,00
Топливный клапан с сервоприводом Baltur BT 17 SPN	1 шт.	161,00	161,00
Антипомпажный клапан АМ332	1 шт.	42,00	42,00
Датчик перепада давления Danfoss KPI-35	1 шт.	6,70	6,70

Продолжение таблицы 10.1

1	2	3	4
Светозвуковые сигнализаторы	1 ком.	48,00	48,00
Исполнительные механизмы	1 ком.	326,00	326,00
Шкаф контроля TouchPad (АСА2.556.498)	1 ком.	423,00	423,00
ИТОГО:			6 014,10

Определим остальные составляющие капитальных затрат:

– монтажные работы (10.1):

$$K_m = 0,3 \cdot K_1, \quad (10.1)$$

где K_1 – общая стоимость оборудования, тыс. руб.;

0,3 – процент монтажных работ 30 % (по данным ООО «ТГВ-Альянс» [42]).

$$K_o = 0,3 \cdot 6014,10 = 1804,23 \text{ тыс.руб.}$$

– транспортные расходы на доставку и складирование оборудования (10.2):

$$K_o = 0,05 \cdot K_1, \quad (10.2)$$

где K_1 – итоговая стоимость оборудования, тыс. руб.;

0,05 – расходы на грузовые перевозки 5 % (по данным ООО «Деловые линии» [47]).

$$K_o = 0,05 \cdot 6014,10 = 300,71 \text{ тыс.руб.}$$

– расходы на проектирование составят 500,00 тыс. руб. (по данным ООО «ТГВ-Альянс»).

Общие капитальные вложения в реконструкцию котельной (10.3):

$$K = K_1 + K_m + K_o + K_{пр} + K_{дем}, \quad (10.3)$$

где K_m – итоговая стоимость монтажных работ, тыс. руб.;

$K_{пр}$ – стоимость проектных работ, тыс. руб.;

$K_{дем}$ – стоимость демонтажных работ, тыс. руб. ($K_{дем} = 800,00$ тыс. руб. – по данным ООО «ТГВ-Альянс»).

$$K = 6014,10 + 1804,23 + 300,71 + 500,00 + 800,00 = 9419,04 \text{ тыс.руб.}$$

10.2 Расчет текущих затрат на эксплуатацию ГТК 10-4

Годовые затраты на природный газ (10.4):

$$I_T = C_T \cdot B_{год}, \quad (10.4)$$

где C_T – тариф на природный газ, руб./м³ ($C_T = 2970$ руб./м³ – по данным ПАО «Газпром трансгаз Сургут» [40]);

$B_{год}$ – годовой расход газа, млн.м³/год.

$$I_T = \frac{2970,00 \cdot 1,37 \cdot 10^6}{1000} = 4068900,00 \text{ тыс.руб./год}$$

Годовой фонд основной и дополнительной зарплаты всех категорий персонала составит 2280,0 тыс. руб./год (по данным ПАО «Газпром трансгаз Сургут»).

Отчисления на социальные нужды (10.5):

$$I_{соц} = H_C \cdot \text{годовой фонд}, \quad (10.5)$$

где H_C – процент отчислений на социальные нужды, % (34%).

$$I_{соц} = 0,34 \cdot 2280,00 = 775,20 \text{ тыс.руб./год}$$

Содержание и эксплуатация энергооборудования, включая содержание оборудования и его текущий ремонт (10.6):

$$I_э = 0,01 \cdot C + 0,1 \cdot K_2, \quad (10.6)$$

где 0,01 – 1% на содержание и эксплуатацию энергооборудования;

0,1 – 10% на амортизацию энергооборудования;

K_2 – балансовая стоимость оборудования ГТК 10-4, тыс.руб.

$$I_э = 0,01 \cdot 22128,20 + 0,1 \cdot 22128,20 = 2434,10 \text{ тыс.руб./год}$$

Цеховые расходы, включая зарплату персонала управления цеха, содержание и текущий ремонт цеховых зданий и сооружений (10.7):

$$I_p = 0,0025 \cdot K_2, \quad (10.7)$$

где 0,0025 – 0,25% на цеховые расходы;

$$I_p = 0,0025 \cdot 22128,20 = 55,30 \text{ тыс.руб./год}$$

									Лист
									84
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	13.03.01.2020.443.20 ПЗ				

Прочие производственные расходы (10.8):

$$I_{np} = 0,1 \cdot \Sigma I_3, \quad (10.8)$$

где 0,1 – 10% на прочие производственные расходы;

ΣI_3 – сумма зарплат всех категорий персонала, тыс.руб./год.

$$I_{np} = 0,1 \cdot 2280,00 = 228,00 \text{ тыс.руб./год}$$

Сумма всех затрат (10.9):

$$I_{\Sigma} = \Sigma I_i = I_m + I_3 + I_{соц} + I_3 + I_p + I_{np}, \quad (10.9)$$

где ΣI_i – сумма всех затрат, тыс.руб./год;

$$I_1 = 4068900 + 2280,00 + 775,20 + 2434,10 + 55,30 + 228,00 = 4074672,60 \text{ тыс.руб./год}$$

Сводная таблица результатов расчетов калькуляции текущих затрат на энергетическое обслуживание ГТК 10-4 с учётом модернизации представлена в таблице 10.2.

Таблица 10.2 – Сводная таблица результатов расчетов калькуляции текущих затрат на обслуживание ГТК10-4 с учетом модернизации

Показатели и статьи затрат	Ед. изм.	Величина
Годовые затраты на природный газ	тыс.руб./год	4068900,00
Основная и дополнительная зарплата всех категорий персонала	тыс.руб./год	2280,00
Отчисления на социальные нужды	тыс.руб./год	775,20
Содержание и эксплуатация энергооборудования, включая содержание оборудования и его текущий ремонт, амортизацию оборудования	тыс.руб./год	2434,10
Цеховые расходы, включая зарплату персонала управления цеха, содержание и текущий ремонт цеховых зданий и сооружений	тыс.руб./год	55,30
Прочие производственные расходы	тыс.руб./год	228,00
Итого затрат	тыс.руб./год	4074672,60

Проведем расчет текущих затрат на энергетическое обслуживание ГТК 10-4 до модернизации.

Годовые затраты на природный газ:

$$I_T = \frac{2970,00 \cdot 1,86 \cdot 10^6}{1000} = 5524200,00 \text{ тыс.руб./год}$$

Содержание и эксплуатация энергооборудования, включая содержание оборудования и его текущий ремонт:

$$I_s = 0,01 \cdot 12345,00 + 0,1 \cdot 12345,00 = 1357,90 \text{ тыс.руб./год}$$

Цеховые расходы, включая зарплату персонала управления цеха, содержание и текущий ремонт цеховых зданий и сооружений:

$$I_p = 0,0025 \cdot 12345,00 = 30,90 \text{ тыс.руб./год}$$

Сумма всех затрат:

$$I_2 = 5524200,0 + 2280,00 + 775,20 + 1357,00 + 30,90 + 228,00 = 5535658,30 \text{ тыс.руб./год}$$

Сводная таблица результатов расчетов калькуляции текущих затрат на энергетическое обслуживание ГТК 10-4 до модернизации представлена в таблице 10.3.

Таблица 10.3 – Сводная таблица результатов расчетов калькуляции текущих затрат на обслуживание ГТК 10-4 до модернизации

Показатели и статьи затрат	Ед. изм.	Величина
Годовые затраты на природный газ	тыс.руб./год	5524200,00
Основная и дополнительная зарплата всех категорий персонала	тыс.руб./год	2280,00
Отчисления на социальные нужды	тыс.руб./год	775,20
Содержание и эксплуатация энергооборудования, включая содержание оборудования и его текущий ремонт, амортизацию оборудования	тыс.руб./год	1357,00
Цеховые расходы, включая зарплату персонала управления цеха, содержание и текущий ремонт цеховых зданий и сооружений	тыс.руб./год	30,90
Прочие производственные расходы	тыс.руб./год	228,00
Итого затрат	тыс.руб./год	5535658,30

10.3 Расчет эффективности проекта модернизации ГТК 10-4

Экономия текущих затрат составит (10.10):

$$\Delta I = I_2 - I_1, \quad (10.10)$$

где I_1 – общая сумма затрат на обслуживание ГТК 10-4 после модернизации;
 I_2 – общая сумма затрат на обслуживание ГТК 10-4 до модернизации.

$$\Delta I = 5535658,30 - 4074672,60 = 14609,70 \text{ тыс. руб./год}$$

Экономическая эффективность принятых технических решений может быть определена таким показателем, как срок окупаемости. Для определения срока окупаемости проекта модернизации используют формулу (10.11):

$$T = \frac{K - K_{\text{ликв}}}{\Delta I}, \quad (10.11)$$

где K – капитальные затраты;

$K_{\text{ликв}}$ – остаточная стоимость демонтированного оборудования ($K_{\text{ликв}} = 200,00$ тыс. руб. – по данным бухгалтерии ООО «ТГВ-Альянс»);

ΔI – экономия текущих затрат, тыс. руб./год.

$$T = \frac{6014,1 - 200,00}{14609,7} = 0,4 \text{ года}$$

Вывод: по результатам расчета получили срок окупаемости проекта менее 5 лет, соответственно данный проект модернизации экономически эффективен. Основная экономия текущих затрат достигается за счет снижения затрат на топливо (природный газ).

10.4 SWOT-анализ для реализации проекта модернизации ГТК 10-4

SWOT-анализ – это определение сильных и слабых сторон проекта, а также возможностей и угроз, исходящих из его ближайшего окружения (внешней среды): сильные стороны (Strengths) – преимущества предприятия (проекта); слабые стороны (Weaknesses) – недостатки предприятия (проекта); возможности (Opportunities) – факторы внешней среды; угрозы (Threats) – факторы, которые могут потенциально ухудшить положение предприятия на рынке.

Так как работа посвящена модернизации ГТК 10-4, то рассмотрим вариант «ГТК 10-4 без модернизации» (таблица 10.4).

Таблица 10.4 – SWOT-анализ работы ГТК 10-4 без модернизации

Strengths:	Weaknesses:
1) Опыт работы с существующим оборудованием; 2) Отсутствие затрат на разработку проекта и переобучение персонала; 3) Отсутствие затрат на покупку оборудования;	1) Большие затраты на текущий ремонт оборудования; 2) Менее надежная автоматизация; 3) Возможность отказа существующего оборудования;

Продолжение таблицы 10.4

Opportunities:	Threats:
1) Устойчивый спрос на тепловую энергию;	1) Увеличение цен на природный газ;

ГТК 10-4 с проведением модернизации приведена в таблице 10.5.

Таблица 10.5 – SWOT-анализ работы ГТК 10-4 с проведением модернизации

Strengths:	Weaknesses:
1) Эффективное использование теплоты уходящих газов; 3) Повышение уровня автоматизации производства; 4) Увеличение межремонтного периода; 5) Бесперебойная работа оборудования;	1) Поиск новых поставщиков оборудования; 2) Затраты на переоборудование КИПиА; 3) Затраты на разработку проекта;
Opportunities:	Threats:
1) Устойчивый спрос на тепловую энергию; 2) Существование новых технологий в сфере газотурбинного и регенерационного оборудования;	1) Задержки с поставкой нового оборудования и материалов;

Модернизация ГТК 10-4 является лучшим вариантом, так как мы получим больше преимуществ, сможем использовать больше возможностей, но при этом недостатки проекта решаются проведением данного проекта.

10.5 Планирование целей проекта в дереве целей

Дерево целей представляет структурную модель, показывающую подчиненность и связь целей подразделений в иерархии управления. Дерево целей решает две актуальные задачи:

1. Показывает кратчайший путь к достижению сложных, стратегически важных результатов;
2. Объединяет все возможные цели предприятия в стройную систему.

Суть методики в том, чтобы структурировать и выстроить иерархию целевых установок, от сложных к простым и отобразить её в формате графа – наглядной графической схемы.

Существует несколько определений для дерева целей проекта. Его характеризуют как:

- иерархическую систему целевых установок организации;
- графическую модель стратегического развития компании;
- совокупность целей предприятия на долгосрочную перспективу;
- комплексную систему разноуровневых задач.

Воспользоваться деревом целей нельзя: оно уникально для каждого проекта и зависит от её специализации, организационной структуры и других параметров.

На рисунке 10.1 изображено дерево целей проекта модернизации ГТК 10-4.



Рисунок 10.1 – Дерево целей проекта модернизации ГТК 10-4

10.6 Оценка движущих и сдерживающих сил и ресурсов

Соотношение влияния движущих сил и сдерживающих сил показано на рисунке 10.2.

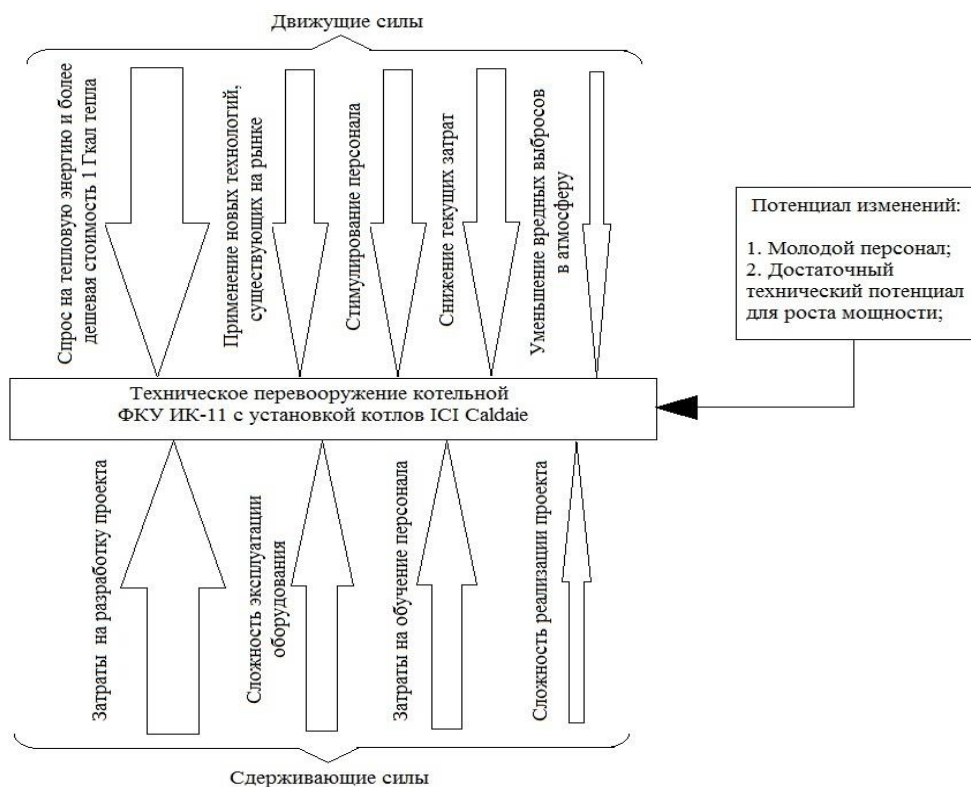


Рисунок 10.2 – Поле сил изменений системы «ГТК 10-4»

К самой сильной движущей силе можно отнести постоянный спрос на тепловую энергию и более дешёвая себестоимость 1 Гкал тепла с техническое перевооружение котельной, так как при постоянном спросе продукции проект окупится через расчётные 0,4 года, а далее сможет приносить прибыль. На одной линейке средней значимости стоят движущие силы применение новых технологий, стимулирование персонала и снижение текущих затрат, потому что все это сказывается на косвенном снижении себестоимости тепла, повышении автоматизации производства и качественном выполнении своих задач обслуживающим и ремонтным персоналом.

Среди сдерживающих сил к сильной отнесем затраты на разработку и внедрение проекта, потому что капитальные затраты на техническое перевооружение котельной являются большим вложением, но при этом единоразовым, что минимизируется расчётным сроком окупаемости. По данному полю сил можно сделать вывод о том, что движущие силы в совокупности с потенциалом изменений преобладают над сдерживающими. Это значит, что проект может быть реализован, а после проведения реконструкции котельная будет обеспечивать теплом потребителей эффективнее, чем в настоящее время.

10.7 Планирование мероприятий по реализации проекта (график Ганта)

Небольшой комплекс работ может быть показан в виде ленточного графика по этапам проектных работ. График отражает распределение процессов во времени и их последовательность. График отображен в таблице 10.6.

Таблица 10.6 – График Ганта

Этапы работ	Исполнитель	Продолжительность этапов с 15.05.2021 по 01.10.2021																				
		май				июнь				июль				август				сентябрь				
		1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2	3	4	
Тепловые и мощностные испытания	Инженер-теплотехник	■	■																			
Составление отчета по результатам испытаний	Инженер-теплотехник			■	■																	
Заказ оборудования	Инженер-комплектовщик					■	■															
Доставка оборудования	Транспортная компания							■	■													
Монтаж регенератора РГУ-1800-01	Монтажник									■	■	■	■									
Монтаж вспомогательных систем	Монтажник													■	■	■	■					
ПНР регенератора РГУ-1800-01	Инженер-теплотехник																			■	■	
ПНР вспомогательных систем	Инженер-теплотехник																				■	■

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основании анализа проделанной работы можно сделать следующие выводы:

1. Повышение эффективности и модернизация ГТК 10-4 разработана путем установки газотурбинного агрегата-регенератора пластинчато-трубчатого РГУ-1800-01.
2. Необходимая тепловая мощность составит 5,14 Гкал/ч для отопления компрессорной станции.
3. Для увеличения срока службы и ресурса ГТК 10-4 запланировано установка лабиринтно-винтовых уплотнений на всасе компрессора, прямоточных уплотнений с металлокерамическими вставками на нагнетании компрессора, чугунные вставки в обойме компрессора и газодинамическое напыление металлокерамических покрытий.
4. При выборе регенератор ГТК 10-4 рассмотрены котлоагрегаты немецкого, итальянского и российского производства.
5. При хороших технических характеристиках российские регенераторы хорошо совмещаются с существующим основным оборудованием.
6. В проекте произведён поверочный расчёт дымовой трубы. Существующая дымовая труба 25 м минимизирует влияние выбросов окислов азота на окружающую среду, объем выбросов не изменится в процессе модернизации.
7. Срок окупаемости проекта подсчитан в экономико-управленческой части и составляет приблизительно 0,4 года.

В заключении хочется отметить, что проект показал, что модернизация ГТК 10-4 с установкой регенератора РГУ-1800-01 своевременна, экономична и экологически эффективна.

					<i>13.03.01.2020.443.20 ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		91

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1 Приказ Ростехнадзора от 25.03.2014 №116 «Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности, правила промышленной безопасности опасных производственных объектов, на которых используется оборудование, работающее под избыточным давлением» № 38 от 21 сентября 2015 г.;
- 2 Приказ Минтруда РФ от 17.08.2015 №551н Об утверждении правил по охране труда при эксплуатации тепловых энергоустановок. Опубликовано 07.10.2015 на pravo.gov.ru;
- 3 Приложение к приказу Министерства труда и социальной защиты Российской Федерации от 24 июля 2013 г. N 328н «Об утверждении правил по охране труда при эксплуатации электроустановок»;
- 4 Федеральный закон РФ от 23 ноября 2009 г. № 261-ФЗ Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации;
- 5 Федеральный закон РФ от 21 июля 2011 г. № 256-ФЗ О безопасности объектов топливно-энергетического комплекса;
- 6 Федеральный закон РФ от 18 июля 2011 г. №223-ФЗ О закупках товаров, работ, услуг отдельными видами юридических лиц;
- 7 Приказ Минтруда РФ от 17.08.2015 №551н Об утверждении правил по охране труда при эксплуатации тепловых энергоустановок;
- 8 Распоряжение Правительства Российской Федерации от 13.11.2009 г. №1715-р. Об Энергетической стратегии России на период до 2030 года / Собрание законодательства РФ. – 2009. –103 с.;
- 9 ГОСТ 12.4.011-89. Система стандартов безопасности труда. Средства защиты работающих. Общие требования и классификация. М.: Издательство стандартов, 2015. – 44 с.;
- 10 ГОСТ 23290–78. Установки газотурбинные стационарные. Термины и определения. М.: Госстандарт России, 1978. – 32 с.;
- 11 ГОСТ 4.433–86. Установки газотурбинные стационарные. Номенклатура показателей. М.: Госстандарт России, 1986. – 23 с.;
- 12 ГОСТ31532-2012. Энергосбережение. Энергетическая эффективность. Состав показателей. Общие положения. М.: Госстандарт России, 2012. – 64 с.;
- 13 ГОСТ 31607-2012. Энергосбережение. Нормативно-методическое обеспечение. М.: Стандартиформ, 2013. – 28 с.;
- 14 СП 131.13330.2012. Строительная климатология. М.: Минрегион России, 2012. – 113 с.;
- 15 Стандарт НП АВОК 1.05.2012. Условные графические обозначения в проектах отопления, вентиляция, кондиционирование воздуха и теплоснабжения. М.: Москва, АВОК-пресс, 2012. – 24 с.;
- 16 СТО ЮУрГУ 04-2008. Стандарт организации. Курсовое и дипломное проектирование. Общие требования к содержанию и оформлению. Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 2008. – 57 с.;

17 Алабугин, А.А. Экономико-управленческая часть выпускных квалификационных работ для направления подготовки «Теплоэнергетика и теплотехника»: учебное пособие для бакалавров и магистрантов / А. А. Алабугин, Р.А. Алабугина. Ответственный редактор А.А. Алабугин – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2018. – 44 с.;

18 Алабугина, Р.А. Выпускная квалификационная работа: структура, требования к оформлению и нормоконтролю: методические указания / Р.А. Алабугина. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2017. – 43 с.;

19 Амирова, Е.Г. Блочно-модульная компрессорная установка мощностью 16 МВт разработки ЗАО «Искра-Авигаз» / Е. Г. Амирова, А. Ю. Ощепков. М.: ЗАО «Камелот-паблишинг», 2013 – 241 с.;

20 Артунян, А.А. Основы энергосбережения / А.А. Артунян. – М.: ЗАО «Энергосервис», 2007. – 600 с.;

21 Белов, С.В. Безопасность жизнедеятельности: учебник для вузов / С.В. Белов, В.А. Девисилов, А.В. Ильницкая, и др.; Под общей редакцией С.В. Белова. — 8-е издание, стереотипное – М.: Высшая школа, 2009. — 616 с.;

22 Булкин, А.Е. Автоматическое регулирование энергоустановок – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 508 с.;

23 Бухмиров, В.В. Методические рекомендации по оценке эффективности энергосберегающих мероприятий / В.В. Бухмиров, Н.Н. Нурахов, П.Г. Косарев. – М.: Институт качества высшего образования НИТУ «МИСиС», 2014. – 96 с.;

24 Грибанов, А.И. Расчёт дымовой трубы / А.И. Грибанов. – Челябинск: Издательство ЮУрГУ, 2008. – 22 с.;

25 Зайцев, Н.Л. Экономика, организация и управление предприятием: учебное пособие / Н.Л. Зайцев. – М.: Инфра-М, 2008. – 455 с.;

26 Клименко, А.В. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: справоч. лист Изм Лист № докум. Подп. Дата 79 13.03.01.2017.269.05 ПЗ ник / А.В. Клименко, В.М. Зорина. – М.: Издательство МЭИ, 2004. – 327 с.;

27 Козаченко, А.Н. Энергетика трубопроводного транспорта газов: учебное пособие / А.Н. Козаченко, В.И. Никишин, Б.П. Поршаков. – М.: ГУП Издательство «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М. Губкина, 2001. – 400 с.;

28 Плетнев, Г.П. Автоматизация технологических процессов и производств в теплоэнергетике: учебник для студентов вузов / Г.П. Плетнев. – М.: Издательский дом МЭИ, 2007. – 352 с.;

29 Поршаков, Б.П. Газотурбинные установки на газопроводах / Б.П. Поршаков, А.А. Апостолов, А.Н. Козаченко. – М.: Издательство «Нефть и газ», 2004. – 215 с.;

30 Прахова, М.Ю. Основы автоматизации производственных процессов нефтегазового производства: учебное пособие / М.Ю. Прахова, Э.А. Шаловников, Н.А. Ишинбаев, С.В. Щербинин. – М.: Издательский центр «Академия», 2012. – 256 с.;

31 Росляков, П.В. Методы защиты окружающей среды / П.В. Росляков. – М.: Издательство МЭИ, 2007. – 336 с.;

32 Рудаченко, А.В. Газотурбинные установки для транспорта природного газа: учебное пособие / А.В. Рудаченко, Н.В. Чухарева. – Томск: Издательство Томского политехнического университета, 2010. – 217 с.;

					13.03.01.2020.443.20 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		93

- 33 Соколов, Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: учебник для вузов / Е.Я. Соколов. – М.: Издательский дом МЭИ, 2009. – 472 с.;
- 34 Соколова, Н.А. Аутсорсинг как инструмент сокращения затрат в условиях мирового финансового кризиса / Н.А. Соколова // Экономика, управление и инвестиции: Сборник научных трудов. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009. – 95 с.;
- 35 Трухний, А.Д. Основы современной энергетики / А.Д. Трухний. – М.: Издательство МЭИ, 2008. – 472 с.;
- 36 Тупов В.Б. Шумовое воздействие энергетических объектов на окружающую среду и методы его снижения. В справочнике: «Промышленная теплоэнергетика и теплотехника» / под общ.ред. А.В. Клименко, В.М. Зорина, Издательство МЭИ, 2004. – 598 с.;
- 37 Щуровский, В.А. Энергоэффективность магистрального транспорта газа и потребности в газоперекачивающей технике / В.А. Щуровский, В.В. Зюзьков / М.: Издательство «Компрессорная техника и автоматика», 2011. – 41 с.;
- 38 Официальный сайт АО «Газовые системы» – www.gassystems.ru;
- 39 Официальный сайт интернет-магазин сантехники «Сантех-март» – www.stm66.ru;
- 40 Официальный сайт ООО «Газпром трансгаз Сургут» – <https://surgut-tr.gazprom.ru>;
- 41 Официальный сайт ООО «Данфосс Россия» – <https://www.danfoss.com/ru-ru/>;
- 42 Официальный сайт ООО «ТГВ-Альянс» – <https://surgut.tgv-aliants.ru>.
- 43 Официальный сайт ПАО «Подольский машиностроительный завод» – <https://www.turbинист.ru>;
- 44 Официальный сайт Приборинвест – www.priborinvest.by;
- 45 Официальный сайт Строительство технологии организация – www.httstopress.ru;
- 46 Официальный сайт Энергопромстрой завод котельного оборудования – www.energoprom-stroy.ru;
- 47 Официальный сайт ООО «Деловые линии» – <https://www.dellin.ru>.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	<i>13.03.01.2020.443.20 ПЗ</i>	Лист
						94

