

Инженерная школа природных ресурсов
 Направление подготовки 15.03.02 «Технологические машины и оборудование»
 Отделение нефтегазового дела

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Расчет и подбор технологического оборудования газораспределительной станции

УДК 622.691.4.052-045.52

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-4Е41	Иванов Айсен Владимирович		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Беляев Д.В.			

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор ОСГН ШБИП ТПУ	Трубникова Н.В.	д.и.н доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент ООТД ШБИП ТПУ	Черемискина М.С.			

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Манабаев К.К.	к.ф-м.н		

Планируемые результаты обучения ООП

Код Результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
Общекультурные компетенции		
P1	Способность применять базовые и специальные знания в области математических, естественных, гуманитарных и экономических наук для обеспечения полноценной инженерной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-1; ОК-9; ОК-10)1, Критерий 5 АИОР (п. 5.2.1), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P2	Демонстрировать понимание сущности и значения информации в развитии современного общества, владение основными методами, способами и средствами получения, хранения, переработки информации; использование для решения коммуникативных задач современных технических средств и информационных технологий.	Требования ФГОС (ОК-7; ОК-11; ОК -13; ОК-14, ОК-15), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.2, п. 5.2.8 , п. 5.2.10), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P3	Способность самостоятельно применять методы и средства познания, обучения и самоконтроля, осознавать перспективность интеллектуального, культурного, нравственного, физического и профессионального саморазвития и самосовершенствования, уметь критически оценивать свои достоинства и недостатки.	Требования ФГОС (ОК -5; ОК -6; ОК -8), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.16), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P4	Способность эффективно работать индивидуально и в качестве члена команды, демонстрируя навыки руководства отдельными группами исполнителей, уметь проявлять личную ответственность.	Требования ФГОС (ОК-4; ПК-9; ПК-10), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.11), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P5	Демонстрировать знание правовых, социальных, экологических и культурных аспектов комплексной инженерной деятельности, осведомленность в вопросах охраны здоровья, безопасности жизнедеятельности и труда на нефтегазовых производствах.	Требования ФГОС (ОК-2; ОК-3; ОК-5; ПК-5), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.12; п. 5.2.14), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P6	Осуществлять коммуникации в профессиональной среде и в обществе в целом, в том числе на иностранном языке; анализировать существующую и разрабатывать самостоятельно техническую документацию; четко излагать и защищать результаты комплексной инженерной деятельности на предприятиях машиностроительного, нефтегазового комплекса	Требования ФГОС (ОК-14; ОК-15; ОК-16), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.13), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>

	и в отраслевых научных организациях.	
Профессиональные компетенции		
P7	Умение использовать основные законы естественнонаучных дисциплин, методы математического анализа и моделирования, основы теоретического и экспериментального исследования в комплексной инженерной деятельности с целью моделирования объектов и технологических процессов в нефтегазовой отрасли, используя стандартные пакеты и средства автоматизированного проектирования машиностроительной продукции.	Требования ФГОС (ПК-7; ОК-9), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.1; п. 5.2.6), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P8	Умение обеспечивать соблюдение технологической дисциплины при изготовлении изделий машиностроительного производства, осваивать новые технологические процессы производства продукции, применять методы контроля качества новых образцов изделий, их узлов, деталей и конструкций	Требования ФГОС (ПК-1; ПК-3; ПК-26), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.5; п. 5.2.7; п. 5.2.15), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P9	Способность осваивать вводимое новое оборудование, проверять техническое состояние и остаточный ресурс действующего технологического оборудования, в случае необходимости обеспечивать ремонтно-восстановительные работы на производственных участках предприятия.	Требования ФГОС (ПК-2; ПК-4; ПК-16), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.7, п. 5.2.8), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P10	Умение проводить эксперименты по заданным методикам с обработкой и анализом результатов, применять методы стандартных испытаний по определению физико-механических свойств и технологических показателей используемых материалов и готовых изделий.	Требования ФГОС (ПК-18), Критерий 5 АИОР (п.5.2.4, п. 5.2.5), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P11	Умение проводить предварительное технико-экономическое обоснование проектных решений, выполнять организационно-плановые расчеты по созданию или реорганизации производственных участков, планировать работу персонала и фондов оплаты труда, применять прогрессивные методы эксплуатации технологического оборудования при изготовлении изделий нефтегазового производства.	Требования ФГОС (ПК-6; ПК-12; ПК-14; ПК-15; ПК-24), Критерий 5 АИОР (п.5.2.3; п. 5.2.6), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P12	Умение применять стандартные методы расчета деталей и узлов машиностроительных изделий и конструкций, выполнять проектно-конструкторские работы и оформлять проектную и технологическую документацию соответственно стандартам, техническим условиям и другим нормативным документам, в том числе с использованием средств	Требования ФГОС (ПК-21; ПК-22; ПК-23), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.1; п. 5.2.9), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>

	автоматизированного проектирования.	
P13	Готовность составлять техническую документацию, выполнять работы по стандартизации, технической подготовке к сертификации технических средств, систем, процессов, оборудования и материалов, организовывать метрологическое обеспечение технологических процессов, подготавливать документацию для создания системы менеджмента качества на предприятии.	Требования ФГОС (ПК-11; ПК-13), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.7; п. 5.2.15), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P14	Способность участвовать в работе над инновационными проектами, используя базовые методы исследовательской деятельности, основанные на систематическом изучении научно-технической информации, отечественного и зарубежного опыта, проведении патентных исследований.	Требования ФГОС (ПК-17; ПК-19; ПК-20; ПК-25), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.4; п. 5.2.11), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>
P15	Умение применять современные методы для разработки малоотходных, энергосберегающих и экологически чистых технологий, обеспечивающих безопасность жизнедеятельности людей и их защиту от возможных последствий аварий, катастроф и стихийных бедствий, умение применять способы рационального использования сырьевых, энергетических и других видов ресурсов в нефтегазовом производстве.	Требования ФГОС (ПК-8), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.8; п. 5.2.14), согласованный с требованиями международных стандартов <i>EUR-ACE</i> и <i>FEANI</i>

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Инженерная школа природных ресурсов
Направление подготовки 15.03.02. «Технологические машины и оборудование»
Отделение школы (НОЦ)

УТВЕРЖДАЮ:
Руководитель ООП

(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Бакалаврской работы

Студенту:

Группа	ФИО
З-4Е41	Иванову Айсену Владимировичу

Тема работы:

Расчет и подбор технологического оборудования газораспределительной станции	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	№ 1007/с от 08.02.2019

Срок сдачи студентом выполненной работы:

17.05.19

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	<i>Объектом исследования является ГРС. Производительность ГРСQ=2 8000 м³/ч Избыточное давление на входе в ГРС P_{изб}=2 400 кПа, Давление на вы ходе P_{2изб}=1 200 кПа, Плотность газ ρ= 0,73 кг/м³, Температура га за передрегулятором T₁ =2 82 К, Атмосферное давление P_{ат.м} = 101,32 кПа.</i>
Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	- Изучение общих принципов работы газораспределительных станций, а особенно специфики работы «Затон»; - Подбор и расчет: регулятора давления, фильтра для очистки газа, предохранительно-сбросного клапана, предохранительно-запорного клапана и запорной арматуры

	• обзор и анализ методов утилизации избыточной энергии газа Выбор и расчет турбодетандера для утилизации избыточной энергии газа.
Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей)	
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы	
Раздел	Консультант
«Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»	Трубникова Наталья Валерьевна
«Социальная ответственность»	Черемискина Мария Сергеевна

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	
---	--

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Беляев Д.В.			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-4Е41	Иванов Айсен Владимирович		

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
 федеральное государственное автономное
 образовательное учреждение высшего образования
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Инженерная школа природных ресурсов
 Направление подготовки 15.03.02. «Технологические машины и оборудование»
 Уровень образования бакалавр
 Отделение школы (НОЦ)
 Период выполнения _____ весенний семестр 2018/2019 учебного года

Форма представления работы:

бакалаврская работа

(бакалаврская работа, дипломный проект/работа, магистерская диссертация)

КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН выполнения выпускной квалификационной работы

Срок сдачи студентом выполненной работы:

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
...	...	...
...	...	...

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Беляев Д.В.			

СОГЛАСОВАНО:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Манабаев К.К.	к.ф.-м.н		

Реферат

Выпускная квалификационная работа на 124л., 28 рисунков, 35 таблиц, 39 источников.

Ключевые слова: газораспределительная станция, турбодетандер, газ, технологическая схема, регулятор давления.

Расчет и подбор технологического оборудования газораспределительной станции.

Целью дипломного проекта является применение турбодетандерной установки при газоснабжении ГРС «Затон» (Вилюйского района Республики Саха Якутия.)

Полученная электроэнергия может быть использована для нужд населения, собственных нужд ГРС в качестве дополнительного источника питания.

Во введении излагается актуальность разработанной темы, формируются конкретные задачи, решаемые в данном проекте.

В технологической части произведен гидравлический расчет газопроводов высокого давления. Выполнены подбор оборудования пункта редуцирования газа, по результатам проведенных расчетов подобран турбодетандер-генератор.

В разделах социальная ответственность представлены аспекты безопасности в чрезвычайных ситуациях, перечислены вредные воздействия выбросов загрязняющих веществ, шума и вибрации во время производства работ.

В разделе Финансовый менеджмент приводится экономическое обоснование внедрения детандер-генератора.

ОБОЗНАЧЕНИЯ, ОПРЕДЕЛЕНИЯ, СОКРАЩЕНИЯ

ГРС-газораспределительная станция

РД-регулятор давления

ФГ-фильтр газовый

КПЗ- клапан предохранительно запорный

ПСК-предохранительно сбросной клапан

ДГА-детандрегенераторный агрегат

ЭТДА-энергетическая турбодетандерный агрегат

КПД-коэффициент полезного действия

Содержание

Введение.....	12
1 Литературный обзор.....	14
1.1 Общее понятие вторичных энергоресурсов.....	14
1.2Приминение вторичных энергоресурсов в газовойотрасли.....	15
1.3 Вторичные энергетические ресурсы избыточного давления (напора)....	15
1.4 Ресурсы избытачного давления.....	20
1.5 Турбодетандеры.....	23
2 Характеристика пункта ГРС.....	35
2.1 Описание ГРС Расчетная часть.....	35
2.2 Подбор регуляторов давления.....	38
2.3 Подбор фильтров.....	44
2.4 Подбор предохранительного запорного клапана.....	48
2.5 Подбор предохранительного сбросного клапана.....	50
2.6 Подбор запорной арматуры.....	52
3 Исследование применения детандер-генераторного агрегата на ГРС.....	54
3.1 Энерготехнологический комплекс на базе детандер-генераторного агрегата для ГРС.....	54
3.2 Расчет детандер-генераторного агрегата.....	61
3.2.1 Определение исходных данных для расчета турбодетандера.....	61
3.2.2 Расчет проточной части многоступенчатого турбодетандера.....	62

3.2.3 Расчет переменных режимов турбодетандера.....	75
4 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение...	89
4.1 Потенциальные потребители результатов исследования.....	89
4.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения.....	90
4.3 SWOT – анализ.....	91
4.4 Планирование научно-исследовательских работ.....	93
4.5 Структура работ в рамках научного исследования.....	93
4.6 Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследовани.....	103
5 Социальная ответственность.....	109
5.1 Производственная безопасность.....	109
5.2 Экологическая безопасность.....	114
5.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	116
5.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	117
Заключение.....	119
Список использованных источников.....	120

Введение

В настоящее время наблюдается стабильный рост объемов потребления природного газа, что приводит к увеличению количества энергозатрат на транспортировку газа по магистральным трубопроводам.

Среди всех известных технологий по энергосбережению транспортировки и распределению газа можно выделить как наиболее перспективную – технологию по утилизации вторичного энергетического ресурса (ВЭР) избыточного давления газа при его редуцировании. Процесс преобразования этой энергии в электроэнергию достигается за счет установки на блоке редуцирования природного газа детандер-генераторного агрегата (ДГА). Это позволяет увеличить энергоэффективность при транспортировке природного газа при максимальной утилизации вторичного энергетического ресурса. При попадании в детандер-генераторный агрегат природный газ вращает рабочее колесо, при этом расширяясь и теряя давление. Вращение рабочего колеса передается на генератор, тем самым происходит преобразование энергии давления газа в электрическую энергию, что подтверждает целесообразность использования ДГА взамен дросселирующих клапанов. Энерготехнологические установки на базе ДГА могут комплексно вырабатывать холод (при понижении температуры) и электроэнергию без сжигания топлива (экологически чистый процесс).

Если при адиабатном расширении газа использовать детандеры, это позволяет создать значительно большую степень охлаждения газа, по сравнению с дросселированием. Для того чтобы на установках повысить эффективность, газ охлажденный после турбодетандеров можно использовать в целях получения энергии холода, в перспективе эту энергию можно направить в качестве дополнительного охлаждения к установкам АВО или для установок кондиционирования воздуха в помещениях предприятий.

Цель работы практическое обоснование и определение параметров при внедрении в энергосберегающие технологии ГРС ДГА, который будет работать вместо дросселирующих клапанов или работать совместно с ними, а полученная электроэнергия будет использована для собственных нужд ГРС Затон (Вилуйского района Республики Саха (Якутия)).

Для достижения указанной цели определим следующие задачи:

- провести литературный обзор применения ДГА
- провести необходимые расчеты по ГРС и ДГА, выполнить подбор ДГА
- провести анализ режимов работы ДГА при различных условиях работы ГПА
- сформулировать выводы экономической энергоэффективности данной технологии при применении ее на ГРС

1 Обзор литературы

1.1 Общее понятие вторичных энергоресурсов

Утилизация отходов при магистральном транспорте газа является большой проблемой, существенную помощь в которой может оказать использование вторичных энергетических ресурсов (ВЭР).

ВЭР являются особым типом отходов человеческой жизнедеятельности, причем в области промышленного производства возникает самое большое количество.

Термин «энергетические отходы производства» объединяет в себе энергетический потенциал получаемой готовой продукции, а также все потери энергии в энергопотребляющих агрегатах. На практике означает, что энергия, которая потребляется технологической установкой (в данном случае это газоперекачивающие агрегаты) и внутренние выделения энергии по итогу направляются в отходы (без учета скрытой теплоты фазовых переходов, а также не учитывается теплота эндотермических, теплопоглощающих процессов). Но не все эти отходы относятся к вторичным энергетическим ресурсам (ВЭР).

Под ВЭР магистрального транспорта газа принимается энергетический потенциал энергии давления, тепло воды, которая используется для охлаждения, тепло дымовых газов, теплота, выделяемая адиабатным процессом и другие процессы. Данные процессы не используются в самом агрегате либо используются лишь частично, но могут полностью либо частично использованы для энергоснабжения других потребителей.

Вторичные энергоресурсы подразделяются на два направления:

- не полностью использованный первичный энергоресурс, отходы образующихся в технологических агрегатах (установках), который не используется в самом агрегате-источнике ВЭР, но может быть частично или полностью использован для энергоснабжения других потребителей;

– проявления физико-химических свойств материалов в ходе их обработки — горючие газы доменных, фосфорных и других печей, тепло готовой продукции, теплота экзотермических реакций, избыточное давление жидкостей и газов, возникающее по условию протекания технологического процесса и т.п.

Не полностью использованный энергетический потенциал необходимо исключить или снизить их выход, и только после этого применять.

Второе направление является побочным результатом технологии, в связи с этим на их базе необходимо создать комбинированный энерготехнологический агрегат, который будет вырабатывать одновременно энергетическую и неэнергетическую продукцию, или же утилизировать, используя специальное утилизационное оборудование.

Применение вторичных энергоресурсов представляют собой огромный потенциал повышения экономичности ТЭКа. Использование ВЭРов в топливно-энергетическом балансе страны обходится в десять раз дешевле, чем увеличение объемов добычи энергоресурсов.

Применение вторичных энергоресурсов в промышленности нашей страны является одним из приоритетных и, наиболее эффективным направлением энергосбережения.

1.2 Применение вторичных энергоресурсов в газовой отрасли

Газовая промышленность имеет большие ресурсы в сфере энергосбережения. Магистральный транспорт является наиболее трудоемким и энергоемким направлением в газовой промышленности.

Основной объем производственных фондов Публичного акционерного общества «Газпром» занимают газотранспортные системы (около восьмидесяти пяти процентов). Потребление на транспортные нужды оценивается в семьдесят процентов от общего количества потребляемого газа. «Газпром» оценивает потенциал по энергосбережению при газотранспорте приблизительно в восьмидесять пять процентов от всей

экономии энергетических и топливных ресурсов в этой промышленной отрасли.

В работе рассмотрены основные виды вторичных энергетических ресурсов, которые возможны на магистральных трубопроводах и потенциальные направления их применения.

Все вторичные энергетические ресурсы подразделяют на:

- тепловые – применение физической теплоты отходящих газов, которое получается за счет ВЭР в утилизационных теплотехнологических аппаратах;
- ВЭР избыточного давления – применение потенциальной энергии газов и жидкостей, которые покидают технологические агрегаты. Основное направление использования это получение электрической энергии;
- горючие (топлевные) – химическая энергия отходов производства, которые непригодны или не применяются для дальнейшей переработки, но могут быть использованы в качестве топлива;

При разработке методики использования ВЭР нужно учитывать их характеристику, экономический эффект от применяемого оборудования, возможные варианты и методы утилизации, а также необходимо решить экономическую задачу по определению целесообразности применения ВЭР.

Подбор способа утилизации ВЭР зависит от множества факторов, таких как область деятельности предприятия, структура предприятия, количество энергопотребления, вида и характеристики имеющихся вторичных энергоресурсов. Способ утилизации должен выбираться только после расчета топливно-энергетического баланса, это позволит обеспечить энергоэффективность.

Для увеличения коэффициента полезного использования топлива до восьмидесяти процентов, необходимо использование теплоты отходящих

газов (продуктов горения). Необходимо отметить, что для движения привода нагнетателя ГТУ используется полезно только около тридцати пяти процентов.

Для увеличения экономичности ГТУ применяют регенераторы теплоты. Процесс регенерации теплоты заключается в том, что воздух, поступающий из компрессора в камеру сгорания, подогревается с помощью отработавших газов турбины.

Атмосферный воздух подается в компрессор, где он сжимается. После сжатия в компрессоре воздух направляется в регенератор, где ему передается часть теплоты уходящих из двигателя газов; при этом температура воздуха повышается, а давление остается прежним. Подогретый в регенераторе воздух поступает в камеру сгорания. В газовой турбине происходит расширение газа, в ходе которого совершается полезная работа, при этом параметры газа снижаются. Отработавшие в газовой турбине газы направляются в регенератор, где отдают часть теплоты нагреваемому воздуху, и затем выбрасываются в атмосферу.

Регенераторы по конструкции разделяют на пластинчатые и трубчатые. Пластинчатые регенераторы благодаря небольшим размерам, низкой стоимости применяются чаще, чем трубчатые. При регенеративном применении уходящих продуктов сгорания в цикле ГТУ необходимо:

- получить коэффициент регенерации и оценить эффективность его работы;
- провести экономическую эффективность перевода газотурбинных установок на работу по регенеративному циклу;
- провести оценку степень эффективности регенерации тепла уходящих продуктов сгорания.

Изменение степени регенерации при прочих равных условиях приводит к изменению величина поверхности (площади) регенератора. Так, если увеличить степень регенерации с восьмидесяти до восьмидесяти четырех процентов на ГТК, то это приведет к изменению величина поверхности на пятьдесят процентов. Получается, что степень регенерации в прямой зависимости от стоимости оборудования. При увеличении или уменьшении степени регенерации, учитывая скорость изменения КПД мощности ГТУ, меняется также и экономия газа.

В жестких условиях эксплуатации на большинстве КС, использующих ГПА с пластинчатыми регенераторами, присутствуют утечки.

В связи с высокой степенью износа порядка тысячи ГТУ с регенераторами в системе газоснабжения требуют капитальные вложение на ремонт или полную замену на новые.

Эффективным способом утилизации тепла высокотемпературных отходящих газов ГТУ – это монтаж регенеративных устройств тепла для теплоснабжения потребителей и для выработки электроэнергии.

Не составляет труда определить экономию топливного газа в регенеративной установке, также оценить экономию газа в регенеративной установке сравнительно с без регенеративной.

Причины не распространённости устройств утилизации тепла уходящих газов:

- нехватка утилизационного оборудования;
- малое количество крупных потребителей;
- отсутствуют средства автоматизации систем
- низкая эффективность теплоиспользующего оборудования.

Необходимо при теплоснабжении близлежащих поселков определить экономическую эффективность. Для этого необходимо произвести экономическое сравнение между расходами на транспортировку подогретой воды в результате применения вторичных ресурсов и затратами на теплоснабжение от региональных котельных.

Наиболее лучший результат по утилизации ВЭР достигается при использовании на предприятии комбинированной системы по переработке тепла. Она содержит в себе теплообменники и подтопочное устройство, которое включается когда возникают остановки устройств или снижается их общая мощность, это позволяет бесперебойно поставлять теплоснабжение. Подтопочное устройство включает в себя специальные вентиляторы и камеры для сжигания газа.

Для достижения эффективности необходимо применять в КС утилизационные теплообменники с подтопочным устройством. Они позволяют отказаться от применения резервных и основных котельных, тем самым принося экономию в 3-5 раза.

Применение подтопочного устройства взамен резервной котельной помогает сократить капитальные инвестиции в несколько раз. Система циркуляции воды на установке функционирует как при работающей газотурбинной установке. Такая система рекомендуется также, когда требуется большой диапазон регулировки теплоносителя при доставке его к потребителю. Система циркуляции воды работает как и при ГТУ.

Для того чтобы произвести регулировку объема тепла, необходимо отключить несколько теплообменники. При температуре уходящих газов более чем 400 °С происходит окисление металла, соответственно при таком случае этот метод (отключения части теплообменников) нельзя применять.

Для того чтобы изменить теплопроизводительность применяют метод регулирования объемов уходящих гаов в теплообменнике. Применение

байбасных линии на утилизационных системах, позволяет вести любые работы без остановки газоперекачивающих агрегатов

Проведены исследования по изучению зависимости мощности ГПА от аэродинамического сопротивления на пути продуктов сгорания топлива. В результате исследований выявлено, что установка в шахтах ГПА теплообменников в некоторых случаях не является целесообразным, она ведет к потере мощности ГПА. Влияние аэродинамического сопротивления можно компенсировать установкой дымососов. Такая комбинация дает самое эффективное использование теплоты продуктов сгорания.

Теплофикация компрессорных станций и поселков не требует серьезных вложений при использовании вторичных ресурсов (теплоты от продуктов сгорания). Не смотря на то, что данный способ утилизации наиболее выгодный, он не может в полной мере решить проблему утилизации ВЭР. Это связано с сезонностью потребления тепловой энергии.

1.3 Вторичные энергетические ресурсы избыточного давления (напора)

В зависимости от давления, которое требуется, снижение давления газопроводах может совершаться в несколько ступеней.

Все газопроводы делятся условно на две группы: магистральные и распределительные. В таблице 1.1 приведена классификация газопроводов в зависимости от давления в сети.

Таблица 1.1 - Классификация газопроводов в зависимости от давления

Классификация газопроводов по давлению		Вид транспортируемого газа	Рабочее давление в газопроводе, МПа
Высокого	1 категории	Природный	Св. 0.6 до 1.2
		СУГ	Св. 0.6 до 1.6
	2 категории	Природный и СУГ	Св. 0.3 до 0.6

Среднего	То же	Св. 0.005 до 0.3
Низкого	»	До 0.005

При подводе газа крайне важно правильно рассчитать требуемый объем потребления газа и подобрать требуемые параметры газопровода, а именно – рабочее давление в сети.

Рабочее давление в сети до дожимных компрессорных станций (ДКС) составлять около 4,5 МПа, а после ДКС – 8 МПа. Газ на ДКС поступает с температурой от -10 °С, которая зависит от сезона.

Чаще всего на дожимных компрессорных станциях применяют метод дросселирования. Понижение давления в потоке газа при прохождении его через дроссель — местное гидродинамическое сопротивление (диафрагма, клапан, кран, вентиль), которая сопровождается изменением температуры.

Для утилизации ВЭР избыточного давления газа применяются турбодетандоры. Затраты на установку турбодетандера превышают стоимость обычных дросселей и редуционных клапанов. Для того чтобы обосновать возможность их использования необходимо провести анализ рынка технологического оборудования и соотнести их с параметрами и характеристиками газа.

От величины технического потенциала вторичного ресурса напрямую зависит выбор оборудования, которое будет применяться для утилизации избыточного давления.

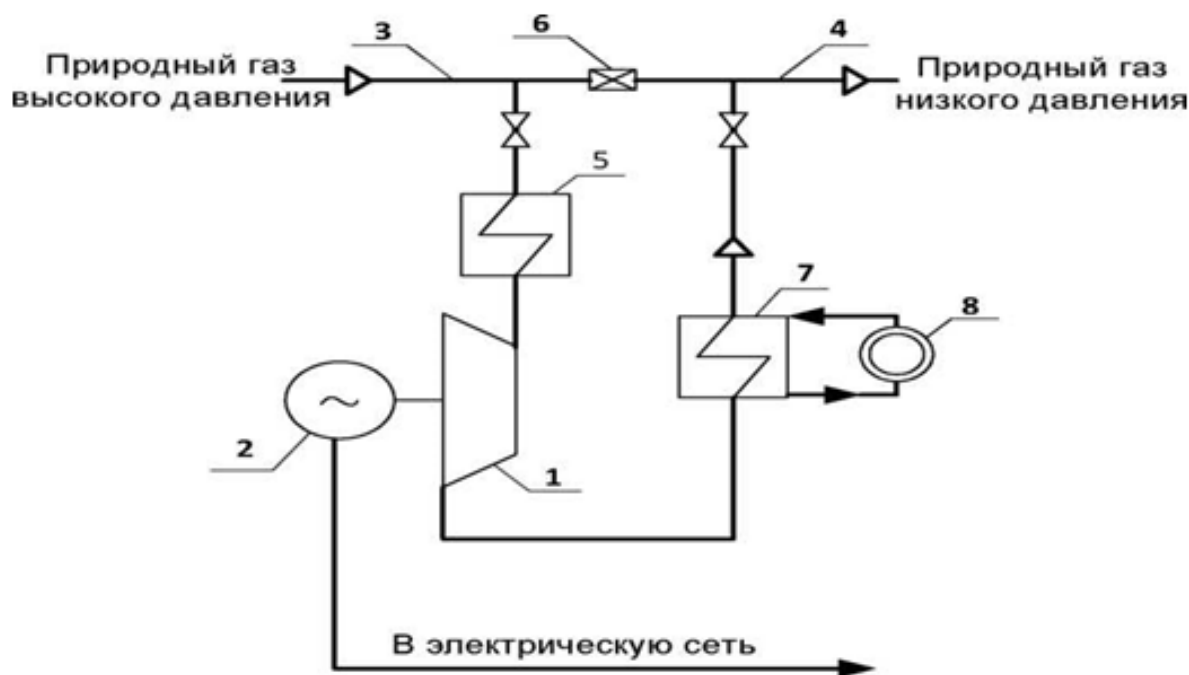
Размер потенциала ВЭР зависит от множества параметров таких как:

- объемом расхода газа на станции
- сезонные колебания
- величина перепада давления

Важным преимуществом обладают те ДКС, которые находятся рядом с компрессорной станцией. У нее есть другой источник ВЭР – тепловая энергия.

Когда изменение давления происходит одноступенчато, то температура достигает ста градусов, этого необходимо недопускать. При пониженных температурах газа в трубопроводе происходит повышение хрупкости металла в результате изменения его свойств, это может стать причиной нарушения режима работы оборудования на станции.

На сегодняшний день есть множество способов применения потенциала избыточного давления газа для выработки электроэнергии и холода.



1 - детандер, 2 - генератор, 3, 4 - трубопроводы высокого и низкого давления, 5 - теплообменник, 6 - узел редуцирования газа, 7 - теплообменник, 8 - потребитель холода.

На рисунке 1.1 схема установки ДГА на базе ДКС

Детандер устанавливается в систему параллельно дросселю и полностью заменяет его.

Сначала под высоким давлением газ направляется из газопровода с в теплообменник 5. В теплообменнике происходит процесс нагрева газа. Затем он подается в детандер 1, где совершается работа при адиабатическом расширении газа, увеличение объема газа приводит в движение лопасти тем самым, заставляет вращаться вал турбины. Вращение турбины передается на генератор 2, тем самым происходит преобразование энергии давления газа в электрическую энергию. После детандера газ подается в трубопроводы низкого давления 4. Теплообменнике 7 предназначен для использования тепловой энергии различных температурных уровней.

Применение той или иной схемы присоединения ДГА напрямую зависит от режима работы ДКС.

Турбинные детандеры получили большее распространение по сравнению с другими типами детандеров (поршневых, ротационных). Это связано тем, что они могут работать при больших расходах газа и при большой амплитуде изменения температурных режимов.

На сегодняшний день производство турбодетандеров налажено во многих странах, в том числе и в России.

1.4 Турбодетандеры

Турбодетандер – это машина турбинного действия для получения «холода» и передачи внешнему источнику механической энергии. Как и все лопаточные машины, в зависимости от основного направления движения газа, иными словами, в зависимости от формы и направления осредненных поверхностей тока, турбодетандеры могут быть радиальные, двух типов — центростремительные (с движением газа к оси машины) и центробежные (с

движением газа от центра), осевые (с движением газа вдоль оси) и диагональные.

В радиальных турбодетандерах осредненные поверхности тока близки к плоскостям, перпендикулярным оси машины, в осевых—к соосным цилиндрическим поверхностям.

Кроме того, различают турбодетандеры активного и реактивного типов.

В технике глубокого охлаждения из рассматриваемого класса машин наиболее широкое распространение получили радиальные (центростремительные) одноступенчатые турбодетандеры реактивного типа.

Турбодетандеры осевого типа применяются достаточно редко и делаются обычно многоступенчатыми. Число ступеней определяется числом пар – направляющий аппарат и рабочее колесо. Турбодетандеры центробежного типа практического применения не нашли, но, по-видимому, могут быть использованы, например, в качестве первой ступени радиального двухступенчатого турбодетандера, рассчитанного на большие отношения давлений – начального к конечному. Диагональный тип пока тоже не нашел применения, хотя и является промежуточным осевым и радиальным.

Расширенный и охлажденный воздух через диффузор выводится из машины и направляется в аппараты. Рабочее колесо расположено консольно на валу, который одновременно является и быстроходной шестерней редуктора. Подшипники ротора расположены в корпусе редуктора. Тихоходная шестерня через муфту соединена с генератором электрического тока, служащим для преобразования механической энергии в электрическую,

Для уменьшения количества воздуха, перетекающего мимо колеса из области с повышенным давлением, между ротором и корпусом располагаются лабиринтные уплотнения. Уплотнения на колесе являются внутренними, так как прошедший через них газ соединяется с основным

потоком на выходе из колеса. Уплотнение на валу является внешним, поскольку вытекающий через него холодный газ не возвращается в турбодетандер и характеризует внешнюю утечку газа. В рассматриваемой конструкции рабочее колесо разгружено от осевого усилия. Это достигается установкой лабиринтного уплотнения на основном диске колеса и выполнением отверстий в нем, выравнивающих давление в воронке колеса и с тыльной его стороны. На подводящем и отводящем газ трубопроводах устанавливаются компенсаторы температурных деформаций.

Корпус турбодетандера отделен от редуктора, работающего в условиях нормального температурного режима, текстолитовой проставкой, служащей тепловым мостом, и находится в кожухе, заполненном теплоизоляционным материалом.

В этой конструкции отсутствуют специальные устройства для регулирования расхода газа. Многие современные турбодетандеры имеют поворотные лопатки сопловых аппаратов, чем обеспечивается регулирование расхода газа в широких пределах при относительно небольшом изменении к. п. д.

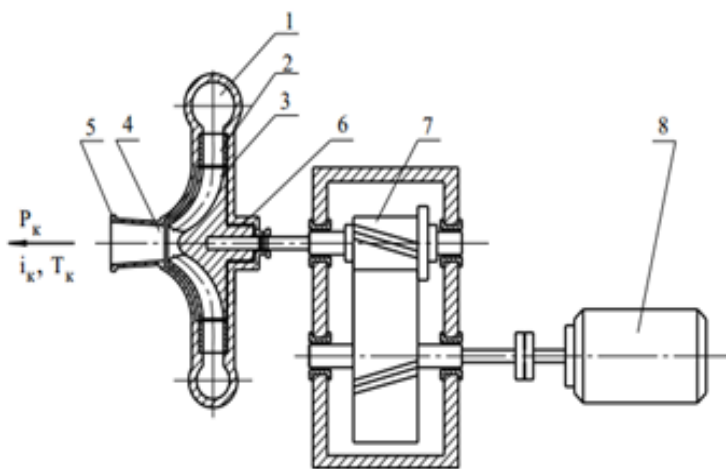
Благодаря высокой эффективности, простоте конструкции и большой надежности радиальные центростремительные турбодетандеры реактивного типа получили широкое распространение как у нас, так и за рубежом. Однако в некоторых случаях используются и осевые турбодетандеры.

Турбодетандеры обычно устанавливаются при низких давлениях системы, но при использовании более крепких подшипников открывает возможность применения турбодетандеров при высоком давлении взамен поршневых.

Принцип действия турбодетандера заключается в расширении газа с совершением работы путем полного или частичного преобразования энергии сжатого газа в кинетическую энергию в сопловом аппарате и последующем

преобразовании энергии газа в механическую работу во вращающемся рабочем колесе. Этот процесс сопровождается уменьшением энтальпии газа, т. е. получением «холода» и передачей потребителю механической энергии. Далее механическая работа преобразуется в электрическую или тепловую энергию, либо используется для вращения колеса нагнетателя.

Турбодетандеры являются более эффективными среди устройств при производстве холода. На рисунке 1.2 приведена принципиальная схема турбодетандера радиального типа.



- 1 - входной патрубок (улитка); 2 - направляющий (сопловой) аппарат;
3 – рабочее колесо (вращающаяся решетка); 4 - диффузор; 5 - корпус;
6 – лабиринтные уплотнения; 7 - редуктор; 8 - генератор для отбора мощности

Рисунок 1.2 - Схема турбодетандера

В конструкцию турбодетандера входят: рабочее колесо; входной патрубок; направляющий аппарат; корпус; диффузор; лабиринтные уплотнения; редуктор; генератор.

Входной патрубок или улитка – выполняется в корпусе, предназначена для равномерного подвода и распределения газа по каналам к направляющему аппарату.

Направляющий (сопловой) аппарат турбодетандера служит для преобразования потенциальной энергии в кинетическую энергию и состоит из ряда каналов, образованных лопатками, и называемых соплами. Ось каждого сопла наклонена под небольшим углом все к касательной к внутренней окружности направляющего аппарата.

В зависимости от отношения давлений в соплах скорость потока на выходе из направляющего аппарата может быть дозвуковой, звуковой и сверхзвуковой. Дозвуковая и звуковая скорости потока получаются в простом суживающемся сопле. Для получения сверхзвуковой скорости требуется сопло типа сопла Лаваля с расширяющейся частью. Соответственно этому и в направляющих аппаратах делают суживающиеся и расширяющиеся сопла.

В направляющих аппаратах с суживающимися соплами также можно получить сверхзвуковую скорость. Это достигается благодаря дополнительному расширению газа в косом срезе сопла.. Косой срез выполняет роль расширяющейся части сопла Лаваля. В отличие от сопла Лаваля, имеющего определенное для данного сопла отношение выходного сечения и позволяющего поэтому получить вполне определенную расчетную скорость истечения газа на срезе сопла, косой срез не имеет фиксированного стенками выходного сечения. Поскольку в косом срезе одна из стенок отсутствует, поток расширяется, отклоняясь от оси сопла и заполняя сечение, соответствующее давлению за направляющим аппаратом.

Таким образом, суживающееся сопло с косым срезом представляет собой расширяющееся сопло с переменным выходным сечением, что позволяет получать различные по величине скорости на выходе из направляющего аппарата.

В косом среде за расширяющимся соплом также может происходить дополнительное расширение газа с соответствующим повышением скорости.

В турбодетандерах применяются преимущественно направляющие аппараты с суживающимися соплами – они проще в изготовлении и имеют сравнительно малые потери. Угол наклона сопел рекомендуется принимать в пределах 10-20 °С.

Вращающееся рабочее колесо с лопатками закреплен на валу. Основное назначение рабочего колеса - это преобразование в механическую работу внутренней и кинетической энергии потока. В результате движения потока в рабочем колесе происходит силовое взаимодействие потока и лопаток вращающегося рабочего колеса, т.е. передаче энергии рабочему колесу, это приводит к понижению скорости потока, давления и температуры.

Движение потока газа в рабочем колесе показано на рисунке 1.3.

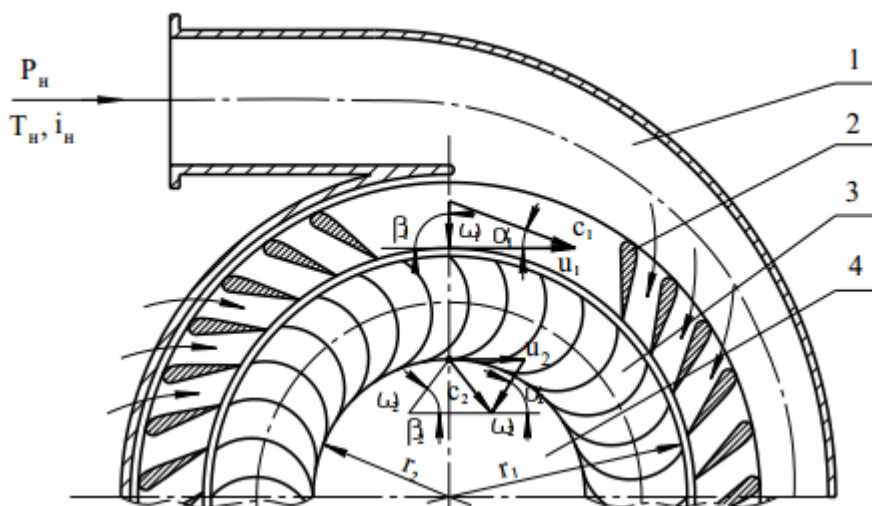


Рисунок 1.3 – Движение потоков в рабочем колесе турбодетандера

В большинстве случаев колеса делаются односторонними, с покрывным диском (закрытые) и без него (полуоткрытые), чисто радиальными и радиально-осевыми. Последние также могут выполняться как с покрывными дисками, так и без них. При больших расходах газа колеса могут делаться двусторонними закрытыми или открытыми, т.е. без покрывных дисков.

В радиальных колесах меридиональная составляющая скорости на выходе из колеса имеет радиальное направление, так как лопатки кончаются до поворота потока в воронку колеса и расчетным сечением выхода из колеса является цилиндрическое сечение. В колесах радиально-осевого типа меридиональная скорость имеет осевое направление. Для уменьшения потерь при повороте на выходе из радиального колеса рекомендуется организовывать движение газа с некоторым ускорением. Поэтому скорость потока в воронке радиального колеса должна быть несколько больше абсолютной скорости газа на выходе с лопаток колеса или меридиональной составляющей.

Диффузор непосредственно подведен к выходным кромкам лопаток рабочего колеса и служит продолжением его меридионального сечения.

Для уменьшения утечек используется уплотнение рабочего колеса и проточной части.

Редуктор расположен на выходящем валу турбодетандера для передачи мощности на вал генератора и предназначен для снижения скорости вращения ротора до скорости генератора.

Генератор - служит преобразователем механической энергии в электрическую и дальнейшей передачи ее в сеть.

Турбодетандеры имеют следующую классификацию:

1. По применяемому начальному параметру давления газа:

- машины низкого давления – $p_n = 0,3-1,5$ МПа
- среднего - $p_n = 3,0-7,0$ МПа;
- высокого - $p_n = 10-20$ МПа.

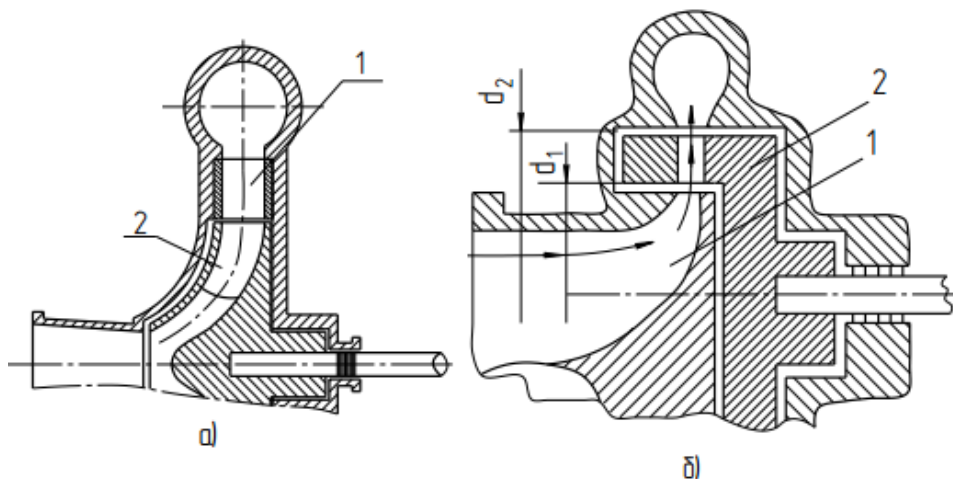
2. По характеру происходящего процесса расширения:

- активного действия - в сопловом направляющем аппарате происходит понижение энтальпии, давления и температуры, здесь в процессе расширения газа снижаются температура и давление и поток разгоняется до скорости выше скорости звука.

- реактивного действия – отличается от реактивного тем что скорость потока оказывается не выше местной скорости звука.

3. В зависимости от формы и направления осредненных поверхностей тока, турбодетандеры могут быть радиальные, двух типов — центростремительные (с движением газа к оси машины) и центробежные (с движением газа от центра) (рисунок 1.4), осевые (с движением газа вдоль оси) и диагональные.

Турбодетандеры осевого типа применяются достаточно редко и делаются обычно многоступенчатыми. Широко используются радиальные турбодетандеры центростремительного типа.



1 – направляющий аппарат; 2 – рабочее колесо

Рисунок 1.4 - Схема центростремительного (а) и центробежного (б) турбодетандеров

4. По состоянию рабочего тела:

- газовые - расширение рабочего тела происходит только в газовой области;

- парожидкостные – при расширении происходит переход из области газа в двухфазную область влажного пара и образуется часть жидкости.

5. По числу ступеней:

- одноступенчатые – применяются даже при отношениях давлений $p_n/p_k=30-40$, при повышении отношения давлений увеличивается частота вращения вала машины;
- двухступенчатые – применяются когда ограничена частота вращения вала и нужно уменьшить отношения давлений в ступени, что повышает изоэнтропийный КПД турбодетандера.

Число ступеней определяет число пар – направляющий аппарат и рабочее колесо.

Рассмотрим классификации потерь в турбодетандере.

Общая классификация потерь является укрупненной и включает только основные их виды.

Различают внутренние и внешние потери в турбодетандере. К внутренним относятся все потери, вызывающие увеличение энтальпии рабочей среды; к внешним — потери, уменьшающие работу на валу турбодетандера (т. е. мощность), но не влияющие на тепловое состояние рабочей среды.

Внутренние потери удобно разделить на две группы: потери при протекании газа, которые можно назвать гидравлическими, и потери технической работы, т. е. внешней работы, совершенной газом.

Те и другие в конечном результате приводят к повышению энтальпии газа на выходе из машины по сравнению с теоретически возможной величиной, т. е. к потере холода. Однако эти две группы потерь несколько различны по своей природе. Гидравлические потери характеризуют аэродинамические качества проточной части, они непосредственно связаны с

движением газа. Потери технической работы характеризуют ту ее часть, которая не отводится от газа в виде механической энергии.

К гидравлическим относятся следующие основные потери: Потеря при протекании газа по подводящим каналам от начального сечения во входном патрубке до входа в направляющий аппарат. По величине эта потеря не велика, так как мала скорость потока в подводе газа, и обычно принимается равной скоростному напору начальной скорости. Такое определение входной потери позволяет вести расчет турбодетандера, полагая он без отдельного учета потери в подводе.

Потеря при протекании газа по направляющему аппарату приводят к повышению энтальпии рабочей среды на выходе из направляющего аппарата по сравнению с теоретически достижимым ее значением при изоэнтропийном процессе расширения на определенную величину и в конечном результате к потере холода, выражающейся в повышении энтальпии расширенного в машине газа на величину дне, которая называется потерей холода в сопловом аппарате

Потеря в зазоре между направляющим аппаратом и колесом при малых радиальных зазорах порядка 0,01 – 0,03 отдельно не учитывается.

Потери при протекании газа по рабочему колесу приводят к потере холода.

Потери в направляющем аппарате и в рабочем колесе зависят от многих факторов: от числа Рейнольдса, формы канала — угла изгиба и формы лопаток, от шероховатости стенок, толщины входной и выходной кромок и др.

Потеря, связанная с поворотом потока при входе в колесо, или потеря «на удар», приводит к потере холода на нерасчетных режимах. При расчетном режиме направление потока газа перед рабочим колесом близко к

направлению касательной к входной кромке лопатки рабочего колеса. Это называется «безударный» вход газа на лопатки.

Потеря на выходе из колеса включает потери на поворот потока (в радиальных колесах) и на протекание газа по отводу до выходного сечения. В настоящее время нет достаточных данных для разделения этих потерь. Поэтому определяется суммарная выходная потеря. В этом случае предполагается, что идут потери полного скоростного напор абсолютной скорости на выходе из рабочего колеса.

Потери холода в направляющем аппарате, в колесе и выходная потеря связаны, как указывалось, с преодолением местных гидравлических сопротивлений и учитываются гидравлическим коэффициентом полезного действия.

К потерям технической работы относятся две основные потери.

Потери мощности на трение дисков — это потери за счет трения дисков рабочих колес об окружающий поток. Тепло, образованное за счет этого трения, передается потоку рабочего газа и увеличивает его энтальпию, что и является потерей холода.

Потеря холода от перетекания газа через лабиринтные уплотнения или щель между корпусом и открытой стороной колеса. Газ в определенном количестве, проходит через лабиринтное уплотнение, далее на выходе из колеса присоединяется к основному потоку, при этом он имеет высокую энтальпию за счет дросселирования в лабиринтном уплотнении. Из-за этого энтальпия основного потока рабочего газа повышается, что и является потерей холода от перетекания газа через лабиринтные уплотнения.

Следующий вид потерь — это потери на вентиляцию, связанная с вентиляционным действием лопаток рабочего колеса, на которые не поступает поток газ из соплового аппарата, и образованием вихрей в незаполненных активным потоком каналах рабочего колеса. Возникновение

потерь газа связано с тем, что часть сопловых каналов направляющего аппарата закрыта для прохода газа при парциальном подводе рабочего газа к колесу. Таким образом, вентиляционное действие лопаток в неработающих каналах рабочего колеса ведет к снижению мощности, снимаемой с вала. Тепло, эквивалентное этой мощности, передается через колесо рабочему потоку газа и повышает его энтальпию, т. е. приводит к потере холода. Величина ее зависит от степени парциальности подвода газа, т. е. отношения длины окружности, занятой соплами, открытыми для доступа потока, к полной длине окружности, и от ряда других факторов.

Отсутствие достаточных данных не позволяет подсчитать эту потерю для турбодетандеров разных типов. Можно только отметить, что у реактивных турбодетандеров при парциальном подводе газа эта потеря значительно больше, чем у активных. Поэтому к парциальному подводу газа с целью регулирования холодопроизводительности в реактивных турбодетандерах следует прибегать только в случае крайней необходимости. При полном круговом подводе газа вентиляционные потери отсутствуют.

Методы подсчета отдельных потерь холода приводятся ниже. Здесь же отметим, что потери холода от трения дисков и от внутренних перетечек газа принято относить к выходу из колеса.

Кроме рассмотренных, может быть еще потеря холода от теплопритока из окружающей среды. Такой приток тепла, как отмечалось, в большинстве случаев мал и процесс расширения считается адиабатным. В специальных конструкциях рекомендуется проверять теплоприток по тепловым мостам и если он значителен, учитывать его как потерю холода, относя ее к выходу из машины.

К внешним относятся потери механической энергии на трение в подшипниках турбодетандера и в редукторе, а также потери, связанные с утечкой газа через внешние лабиринтные уплотнения. Первые отражаются на

величине мощности и учитываются механическим к. п. д. $\eta_{\text{мех}} = 0,9+0,98$, вторые - при определении холодопроизводительности и мощности объемным к. п. д., который не должен быть ниже 0,99. Приведенная классификация потерь является укрупненной и включает только основные потери.

2 Характеристика пункта ГРС

2.1 Описание ГРС

ГРС Затон (Вилуйского район Республики Саха Якутия) с регуляторами давления «ЛОРД – 150» предназначена для редуцирования газа высокого давления до давления необходимого потребителям, а также для автоматического поддержания заданного выходного давления независимо от изменения расхода и выходного давления, автоматического отключения подачи газа при аварийном повышении или понижении выходного давления от допустимых заданных значений, очистки от механических примесей газа, поставляемого по [4].

В состав пункта входит:

- узлы фильтрации;
- две основные линии редуцирования давления газа;
- две резервные линии редуцирования давления газа.

Газораспределительные станции предназначены (ГРС) приема газа из магистральных газопроводов, для снижения давления газа на требуемое. В ГРС предусмотрена защитная автоматика, которая поддерживает значение давления на выходе независимо от изменения расхода и входного давления, автоматического отключения подачи газа при аварийной ситуации, очистки от механических примесей газа [4]. Принципиальная схема работы ГРС представлена на рисунке 1.7.

Газ по входному трубопроводу через входной кран 1, фильтр 2 подходит к регулятору давления газа 1-й ступени редуцирования, где

давление газа понижается до требуемого значения и поддерживается на заданном уровне. От регулятора через 1-ю выходную задвижку 4 газ заходит на 2-ю ступень редуцирования, где давление газа понижается до установленного значения, и через 2-ю выходную задвижку 7 идет к потребителю. Контроль выходного давления осуществляется выходными манометрами 42 и 43. В пункте есть выход после 1-й ступени редуцирования давления газа. Используя пункт в 2х-ступенчатом режиме редуцирования, выходной патрубок 1-й необходимо заглушить.

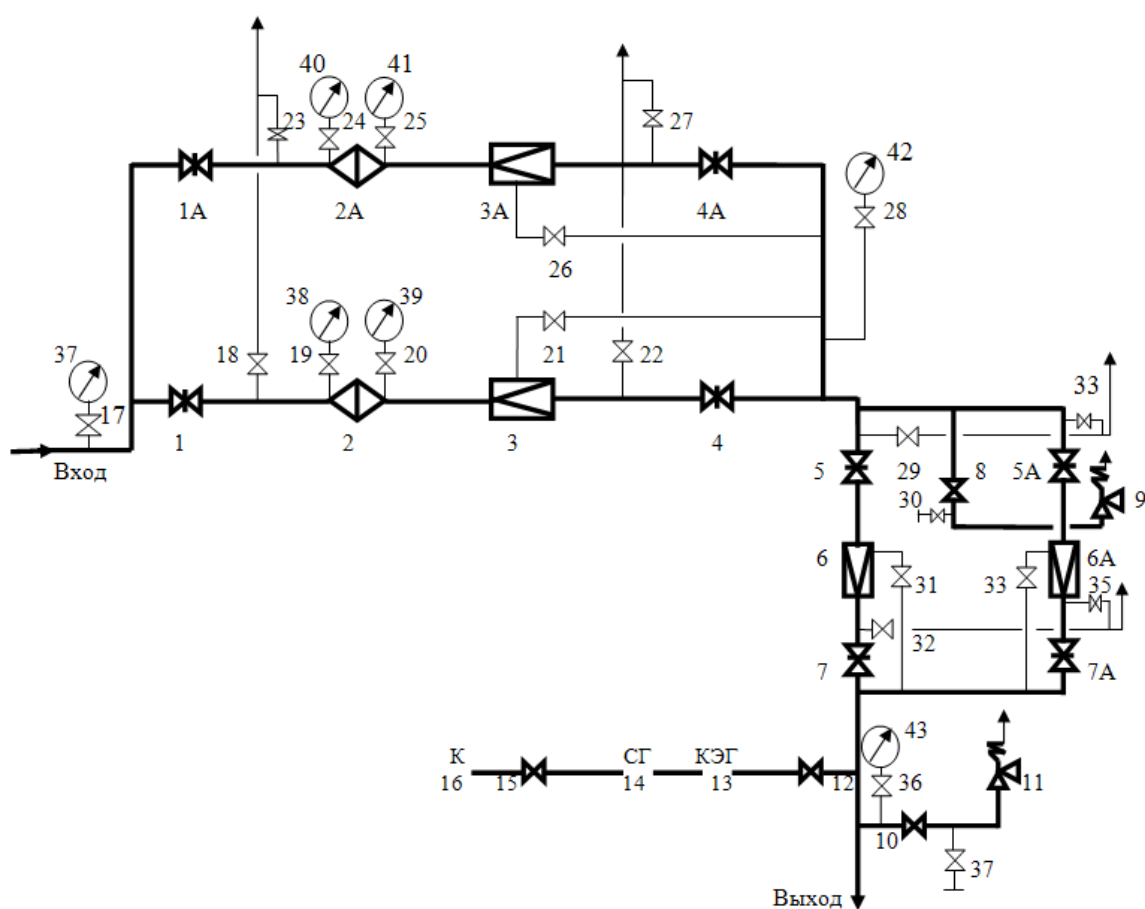


Рисунок 2.1 - Схема пневматическая функциональная [20]

1 — задвижка на вводе основной линии первой ступени; 1а — задвижка на вводе резервной линии первой ступени; 2 — фильтр газовый на основной линии первой ступени; 2а — фильтр газовый на резервной линии первой ступени; 3 — регулятор давления на основной линии первой ступени;

3а – регулятор давления на резервной линии первой ступени; 4 — задвижка на выходе основной линии первой ступени; 4а — задвижка на выходе резервной линии первой ступени; 5 — задвижка на вводе основной линии второй ступени; 5а — задвижка на вводе резервной линии второй ступени; 6 – регулятор давления на основной линии второй ступени; 6а – регулятор давления на резервной линии второй ступени; 7 — задвижка на выходе основной линии второй ступени; 7а — задвижка на выходе резервной линии второй ступени; 8, 10, 12, 15, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 23, 24, 25, 26, 27, 28, 29, 30, 31, 32, 33, 34, 35, 36, 37 – краны шаровые; 9 – клапан предохранительный сбросной первой ступени; 11 – клапан предохранительный сбросной второй ступени; 13 – клапан электромагнитный (КЭГ); 14 – счетчик газовый (СГ); 16 – конвектор газовый (К); 38, 39, 40, 41, 42, 43 – манометры МПЗ-У;

Таблица 2.1 - Технические параметры ГРС[20]

Технические параметры	Значения
Регулятор давления газа	ЛОРД-150
Рабочая среда	Природный газ по ГОСТ 5542-87
Давление газа на входе, МПа:	
$P_{вх, 1}$	2,4
$P_{вх, 2}$	1,2
Диапазон настройки выходного давления, МПа:	
$P_{вых, 1}$	1,2
$P_{вых, 2}$	0,6
Пропускная способность (для газа плотностью $\rho = 0,73 \text{ кг/м}^3$), $\text{м}^3/\text{ч}$:	
$Q_{вых, 1}$	280000
$Q_{вых, 2}$	280000

При росте выходного давления свыше допустимых параметров открывается сбросной клапан 9, 11, в т.ч. встроенный в регулятор, и газ сбрасывается в атмосферу. В дальнейшем при росте или снижении контролируемого давления газа свыше допустимого порога включается клапан ПЗК, встроенный в регулятор и закрывает вход газа в регулятор. На входном газопроводе смонтирован манометр 37 для измерения входного давления. Для определения перепада давления на фильтрующей кассете установлены манометры 38, 39, 40, 41. Максимально допустимое падение давления на кассете фильтра — 10 кПа.

При ремонте оборудования в ГРС газ идет к потребителю по резервной линии.

Для подбора оборудования используются следующие исходные данные: производительность ГРС $Q = 28000 \text{ м}^3/\text{ч}$, избыточное давление на входе в ГРС $P_{1\text{изб}} = 2400 \text{ кПа}$, выходе $P_{2\text{изб}} = 1200 \text{ кПа}$, плотность газ $\rho = 0,73 \text{ кг/м}^3$, температура газа перед регулятором $T_1 = 282 \text{ К}$, атмосферное давление $P_{\text{атм}} = 101,32 \text{ кПа}$.

2.2 Подбор регуляторов давления

Предварительно задаемся потерями в газопроводах ГРС, задвижках по 1,5 кПа, на запорном клапане и фильтре потери зададим как 4 кПа.

Вычислим перепад давления на клапане регулятора:

$$\Delta P = 2400 - 4 - 3 = 2393 \text{ кПа}.$$

Абсолютное давление газа на входе и выходе регулятора давления определим по формулам (1.39), (1.40) [21]:

$$P_1 = P_{1\text{изб}} + P_{\text{атм}}, \quad (2.1)$$

$$P_1 = 2400 + 101,32 = 2501,32 \text{ кПа},$$

$$P_2 = P_{2\text{изб}} + P_{\text{атм}}, \quad (2.2)$$

$$P_2 = 1200 + 101,32 = 1301,32 \text{ кПа.}$$

Режим течения газа через клапан регулятора давления $\Delta P/P_1 = 2393/2501,32 = 0,95$, что говорит о критическом течении газа через регулятор давления.

Находится значение поправки на изменение плотности газа: т.к. $\Delta P/P_1$ больше 0,5, $\varepsilon = 1 - 0,46 \cdot \Delta P/P_1$, тогда $\varepsilon = 0,58$.

Определяем коэффициент пропускной способности регулятора давления по формуле (1.41) [21]:

$$k_v = \frac{Q}{5260 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_1}{\rho \cdot T_1 \cdot z_1}}}, \quad (2.3)$$

где z_1 - к-т сжимаемости газа.

$$k_v = \frac{28000}{5260 \cdot 0,58 \cdot \sqrt{\frac{2,393 \cdot 2,50132}{0,73 \cdot 282 \cdot 1}}} = 538,23.$$

Подбирается регулятор давления, имеющий коэффициент пропускной способности близкий к расчетному $k_v = 538,23$. Выбираем регулятор давления по таблице 2.2 «ЛОРД – 150», которому соответствует $k_v = 600$. Технические характеристики регулятора указаны в таблице 2.3, внешний вид представлен на рисунке 2.2

Таблица 2.2 - Коэффициент пропускной способности k_v регуляторов давления «ЛОРД – 150» [22]

Тип регулятора	Коэффициент k_v
«ЛОРД – 150»	600

Определяется запас его пропускной способности по формуле (2.4) [22]:

$$Q = 5260 \cdot \varepsilon \cdot k_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_1}{\rho \cdot T_1 \cdot z_1}}, \quad (2.4)$$

Подставив, получится:

$$Q = 5260 \cdot 0,58 \cdot 60 \cdot \sqrt{\frac{0,95 \cdot 2,50132}{0,73 \cdot 282 \cdot 1}} = 3913,55 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Таблица 2.3 – Технические характеристики регуляторов давления газа «ЛОРД – 150» [22]

Наименование параметра	«ЛОРД – 150»
Регулируемая среда	природный газ по ГОСТ 5542-87
	сжиженный газ по ГОСТ 20448-90
Максимальное входное давление,	7,5
Диапазон настройки выходного давления, кПа	0,3 – 5,5
Пропускная способность при $P_{вх}=0,1$ МПа по газу с плотностью 0,8 кг/м ³ , м ³ /ч	75000
Неравномерность регулирования, %, не более	±10
Диапазон настройки давления срабатывания автоматического отключающего устройства:	
При понижении выходного давления, МПа	0,0003–0,003
при повышении выходного давления, МПа	0,003–0,07
Диаметр седла, мм	114
Присоединительные размеры входного патрубка:	
условный проход, мм	150
соединение	фланцевое по ГОСТ 12820-80



Рисунок 2.2 - Регулятор давления газа «ЛОРД – 150» [22]

Предварительно задаемся потерями в газопроводах ГРС, задвижках по 1,5 кПа, на запорном клапане и фильтре в размере 4 кПа.

В этом случае перепад давления на клапане регулятора давления будет равен: $\Delta P = 1200 - 4 - 3 = 1193$ кПа.

Абсолютное давление газа на входе и выходе регулятора давления вычисляется по формулам [21]:

$$P_1 = P_{изб1} + P_{атм}, \quad (2.5)$$

$$P_1 = 1200 + 101,32 = 1301,32 \text{ кПа},$$

$$P_2 = P_{изб2} + P_{атм}, \quad (2.6)$$

$$P_2 = 600 + 101,32 = 701,32 \text{ кПа}.$$

Режим течения газа через клапан регулятора давления

$\Delta P/P_1 = 1193/1301,32 = 0,92$, что говорит о критическом течении газа через регулятор давления.

Находится значение поправки на изменение плотности газа: т.к. $\Delta P/P_1$ больше 0,5, $\varepsilon = 1 - 0,46 \cdot \Delta P/P_1$, тогда $\varepsilon = 0,61$.

Определяется коэффициент пропускной способности регулятора давления по формуле (2.7) [21]:

$$k_v = \frac{Q}{5260 \cdot \varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_1}{\rho \cdot T_1 \cdot z_1}}}, \quad (2.7)$$

где z_1 - К-Т сжимаемости газа.

$$k_v = \frac{120000}{5260 \cdot 0,61 \cdot \sqrt{\frac{0,92 \cdot 1,30132}{0,73 \cdot 282 \cdot 1}}} = 490,4.$$

Подбирается регулятор давления, имеющий коэффициент пропускной способности близкий к расчетному $k_v = 490,4$. Выбирается регулятор давления по таблице 2.2 «ЛОРД – 150», которому соответствует $k_v = 600$. Технические характеристики регулятора указаны в таблице 2.3, внешний вид представлен на рисунке 2.2.

Определяется запас пропускной способности регулятора по формуле (2.8) [21]:

$$Q = 5260 \cdot \varepsilon \cdot k_v \cdot \sqrt{\frac{\Delta P \cdot P_1}{\rho \cdot T_1 \cdot z_1}}, \quad (2.8)$$

$$Q = 5260 \cdot 0,61 \cdot 13,4 \cdot \sqrt{\frac{0,92 \cdot 1,30132}{0,73 \cdot 282 \cdot 1}} = 231367 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Исполнительное устройство 3 регулятора с регулирующим клапаном и отсечным клапаном предназначено посредством изменения проходного сечения клапана автоматически поддерживать заданное выходное давление на всех режимах расхода газа, включая нулевое, отключать подачу газа в случае аварийного повышения или понижения выходного давления. Исполнительное устройство имеет корпус, внутри которого установлено большое седло 8. Мембранный привод состоит из мембраны, жестко соединенного с ней штока. Шток перемещается во втулках направляющей

колонки корпуса. Регулятор управления КВ-2 1 предназначен для поддержания постоянного давления на входе в регулятор управления КН-2, т. е. для исключения влияния колебаний входного давления на работу регулятора в целом. Регуляторы управления КВ-2 и КН-2 выполнены в виде регулятора прямого действия и включают в себя: корпус, узел мембраны с пружинной нагрузкой, рабочий клапан.

В исполнении «ЛОРД – 150» регулятор управления КВ-2 поддерживает постоянное управляющее давление в подмембранной полости исполнительного устройства. Регулятор управления КН-2 17 вырабатывает управляющее давление подмембранной полости исполнительного устройства с целью перестановки регулирующего клапана исполнительного устройства в случае рассогласования системы регулирования. С помощью регулировочного стакана мембранной пружины регулятора управления (для исполнения РДГ-50-Н) или регулятора управления КВ-2 (для исполнения РДГ-50-В) осуществляется настройка регулятора давления на заданное выходное давление.

Регулируемые дроссели 9, 10 из подмембранной полости исполнительного устройства и на сбросной импульсной трубке служат для настройки на спокойную (без автоколебаний) работу регулятора. Регулируемые дроссели включают корпус, иглу с прорезью и пробку. Манометр МТ-1х0,6х4 ТУ25-02 72-75 предназначен для контроля давления после регулятора управления КВ-2. Механизм контроля отсечного клапана предназначен для непрерывного контроля выходного давления и выдачи сигнала на срабатывание отсечного клапана в исполнительном устройстве при аварийном повышении или понижении выходного давления сверх допустимых заданных значений. Механизм контроля состоит из разъемного корпуса, мембраны, штока, большой и малой пружины, уравнивающих действие на мембрану импульса выходного давления. На отсечном клапане установлен перепускной клапан, который приводится в работу рычагом и

служит для выравнивания давлений в полостях корпуса регулятора и после отсечного клапана.

Газ входного давления поступает через регулятор управления КВ-2 к регулятору управления КН-2. От регулятора управления КН-2 или от регулятора управления КВ-2 газ через регулируемый дроссель 10 поступает в подмембранную полость, а через импульсную трубку — в надмембранную полость исполнительного устройства. Через дроссель 9, 10 подмембранная полость исполнительного устройства связана с газопроводом за регулятором. Давление в подмембранной полости исполнительного устройства при работе всегда будет больше выходного давления. Надмембранная полость исполнительного устройства находится под воздействием выходного давления. Регулятор управления КН-2 поддерживает за собой постоянное давление, поэтому давление в подмембранной полости также будет постоянным (в установленном режиме).

Любые отклонения выходного давления от заданного вызывают изменение давления в надмембранной полости исполнительного устройства, что приводит к перемещению клапана в новое равновесное состояние, соответствующее новым значениям входного давления и расхода, при этом восстанавливается выходное давление. В случае аварийном повышении или понижении выходного давления мембрана механизма контроля 2 перемещается влево или вправо, шток отсечного клапана выходит из соприкосновения со штоком механизма контроля, отсечной клапан под действием пружины перекрывает вход газа в регулятор.

2.3 Подбор фильтров

Для очистки газа от механических примесей принимается к установке волосяной фильтр с $D = 150$ мм. Его пропускная способность при абсолютном давлении на входе $P_1 = 0,701$ МПа, перепаде давления $\Delta P^m = 5$ кПа и плотности газа $\rho^r = 0,73$ кг/м³ составит $Q^r = 300000$ м³/ч.

Потери давления на фильтре при заданной пропускной способности ГРС вычисляются по формуле (2.9) [22]:

$$\Delta P_{\phi} = \Delta P^m \cdot \left(\frac{Q}{Q^m} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{\rho^m} \cdot \frac{P_1}{P_{\phi 2}}, \quad (2.9)$$

где $P_{\phi 2} = 2400$ кПа - давление на выходе из фильтра или давление на входе в регулятор давления.

$$\Delta P_{\phi} = 5 \cdot \left(\frac{280000}{300000} \right)^2 \cdot \frac{0,73}{0,73} \cdot \frac{2501,32}{2400} = 4,53 \text{ кПа.}$$

Скорость движения газа в линиях редуцирования:

а) до регулятора давления определяется по формуле (1.47) [22]:

$$W_1 = \frac{4 \cdot Q \cdot P_a}{3600 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot P_{\phi 2}}, \quad (2.10)$$

$$W_1 = \frac{4 \cdot 280000 \cdot 0,10132}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 2,4} = 185,49 \text{ м/с;}$$

б) после регулятора давления определяется по формуле (1.48) [22]:

$$W_2 = \frac{4 \cdot Q \cdot P_a}{3600 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot P_2}, \quad (2.11)$$

$$W_2 = \frac{4 \cdot 280000 \cdot 0,10132}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 1,2} = 371,8 \text{ м/с,}$$

где D - внутренний диаметр трубопровода.

Полученные скорости высоки, т.к. при движении газа по трубам они вызывают большой шум, что недопустимо при эксплуатации. Принимается скорость движения газа после регулятора давления 15м/с. Тогда диаметр трубопровода будет вычисляться по формуле (2.12) [22]:

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q \cdot P_a}{3600 \cdot \pi \cdot P_2 \cdot W_2}}, \text{ м} \quad (2.12)$$

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 280000 \cdot 0,10132}{3600 \cdot 3,14 \cdot 1,30132 \cdot 15}} = 0,71 \text{ м.}$$

Принимаются диаметры трубопровода после регулятора давления 720x10 мм.

Тогда скорость движения газа до и после регулятора давления составит:

а) до регулятора давления:

$$W_1 = \frac{4 \cdot 1568 \cdot 0,10132}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,7^2 \cdot 1,3} = 1,42 \text{ м/с,}$$

б) после регулятора давления:

$$W_2 = \frac{4 \cdot 1568 \cdot 0,10132}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,18^2 \cdot 0,104} = 17,8 \text{ м/с.}$$

Расчетные данные совпадают с техническими характеристиками фильтра ФГМ-400, которые указаны в таблице 2.4

Таблица 2.4 – Технические характеристики фильтров газа [23]

$D_{\text{вх}}$, мм	400
Входное давление, МПа	2,5
Максимальная пропускная способность, м³/ч	290000
Допускаемый перепад давления на фильтрующем элементе, Па	1000
Габаритные размеры, мм:	
Строительная длина	1800
Ширина	710
Высота	710
Масса, кг	432

Фильтры газовые ФГ предназначены для очистки природного газа по ГОСТ 5542-87 и других неагрессивных газов и воздуха от влаги и механических примесей. В фильтрующем элементе используется сетка 0,2мм; 0,08 мм; 0,04 мм (вариант 1) и волокнисто-пористый сополимер пропилена (вариант 2). Температура окружающей среды от -45 до +45 °С.

Для очистки газа от механических примесей принимается к установке волосяной фильтр с $D = 50$ мм. Его пропускная способность при абсолютном давлении на входе $P_1 = 1,301$ МПа, перепаде давления $\Delta P^m = 5$ кПа и плотности газа $\rho^r = 0,73$ кг/м³ составит $Q^r = 8000$ м³/ч.

Потери давления на фильтре при заданной пропускной способности ГРПБ определяются по формуле (2.13) [22]:

$$\Delta P_\phi = \Delta P^m \cdot \left(\frac{Q}{Q^m} \right)^2 \cdot \frac{\rho}{\rho^m} \cdot \frac{P_1}{P_{\phi 2}}, \quad (2.13)$$

где $P_{\phi 2} = 600$ кПа - давление на выходе из фильтра / давление на входе в регулятор давления.

$$\Delta P_\phi = 5 \cdot \left(\frac{1568}{8000} \right)^2 \cdot \frac{0,73}{0,73} \cdot \frac{701,32}{600} = 0,22 \text{ кПа.}$$

Скорость движения газа в линиях редуцирования:

а) до регулятора давления вычисляется по формуле (2.14) [22]:

$$W_1 = \frac{4 \cdot Q \cdot P_a}{3600 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot P_{\phi 2}}, \quad (2.14)$$

$$W_1 = \frac{4 \cdot 1568 \cdot 0,10132}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 0,6} = 37 \text{ м/с;}$$

б) после регулятора давления вычисляется по формуле (2.15) [22]:

$$W_2 = \frac{4 \cdot Q \cdot P_a}{3600 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot P_2}, \quad (2.15)$$

$$W_2 = \frac{4 \cdot 1568 \cdot 0,10132}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,05^2 \cdot 0,104} = 213,4 \text{ м/с},$$

где D - диаметр трубопровода (внутренний).

Полученные скорости высоки, т.к. при движении газа по трубам они вызывают большой шум, что недопустимо при эксплуатации. Принимается скорость движения газа после регулятора давления 15 м/с. Тогда диаметр трубопровода будет вычисляться по формуле (2.16) [22]:

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot Q \cdot P_a}{3600 \cdot \pi \cdot P_2 \cdot W_2}}, \quad (2.16)$$

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1568 \cdot 0,10132}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,10432 \cdot 15}} = 0,18 \text{ м}.$$

После регулятора принимаются диаметры трубопровода D=219х6 мм.

Тогда W скорость движения газа до и после регулятора давления составит:

а) до регулятора давления:

$$W_1 = \frac{4 \cdot 1568 \cdot 0,10132}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,18^2 \cdot 0,7} = 2,64 \text{ м/с},$$

б) после регулятора давления:

$$W_2 = \frac{4 \cdot 1568 \cdot 0,10132}{3600 \cdot 3,14 \cdot 0,18^2 \cdot 0,104} = 17,8 \text{ м/с}.$$

Расчетные данные совпадают с техническими характеристиками фильтра ФГ-50С.

2.4 Подбор предохранительного запорного клапана

ПЗК комплектуется с регулятором давления и подбирается по диаметру условного прохода регулятора. К установке принимается предохранительный запорный клапан типа КПЗ-50В для регулятора первой

ступени и предохранительный запорный клапан типа КПЗ-50Н для регулятора второй ступени. Основные характеристики данных клапанов представлены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 Основные характеристики КПЗ [25]

Наименование	КПЗ-50Н	КПЗ-50В
Регулируемая среда	природный газ по ГОСТ 5542-87	
Диапазон рабочих температур, °С	от -30 до +60	
Диапазон рабочего давления, МПа	0,05–1,2	0,05–1,2
Диапазон настройки срабатывания, МПа:		
при понижении выходного давления	0,0005–0,03 (0,0005)	0,009–0,3 (0,03)
при повышении выходного давления	0,0017–0,09 (0,0017)	0,07–0,9 (0,075)
Погрешность срабатывания от номинального значения настройки, %, не более:		
при повышении давления	±5	±5
при понижении давления	±10	±10
Условный проход, D_u , мм	50	50
Тип соединения	фланцевое по ГОСТ 12817-80	
Диаметр седла, мм	50	50

Внешний вид клапана представлен на рисунке 2.3

Контролируемое давление $P_{\text{вых}}$ подается в подмембранную полость механизма контроля, обуславливая положение штока 9 со скобой 8 в положение зацепления с рычагом 7, устанавливаемое настройкой. Рычаг 7 должен удерживаться скобой 8.

При аварийных повышениях и понижениях давления $P_{\text{вых}}$ в подмембранной полости сверх пределов настройки происходит перемещение штока 9 со скобой 8 влево или вправо, рычаг 7 отсечного клапана выходит из зацепления со скобой 8. Под действием пружины 6 клапан 2 перекрывает вход газа.

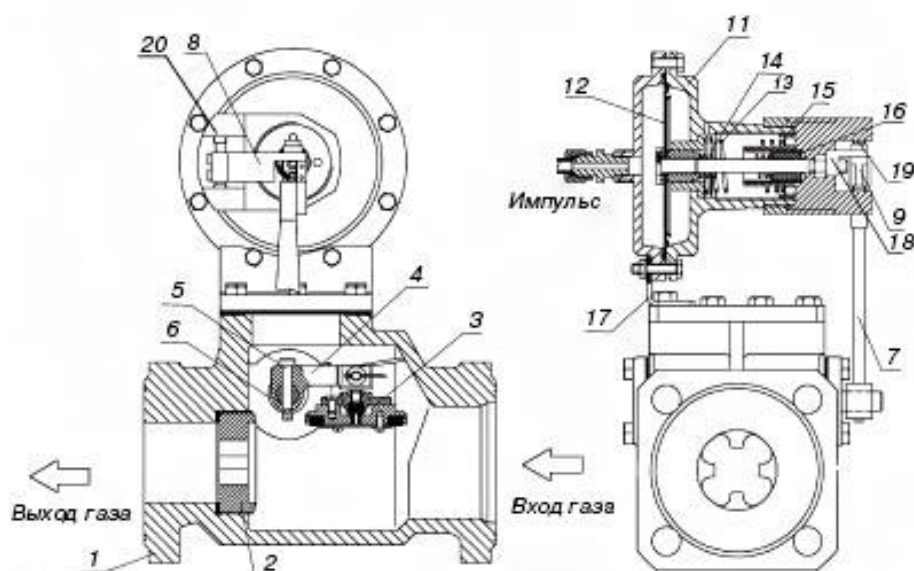


Рисунок 2.3 – Предохранительный запорный клапан КПЗ-50 [24]

1 — корпус; 2 — седло; 3 — клапан; 4 — рычаг; 5 — ось; 6 — пружина клапана; 7 — рычаг клапана; 8 — скоба; 9 — шток; 10 — механизм контроля; 11 — корпус механизма контроля; 12 — мембрана; 13 — пружина большая; 14 — пружина малая; 15 — регулировочный винт бол. пруж.; 16 — регулировочный винт мал пруж.; 17 — кронштейн; 18 — кронштейн; 19 — винт; 20 — кронштейн

Приведение КПЗ в рабочее (открытое) положение после срабатывания производится вручную, поворотом рычага 7 до зацепления со скобой 8 при установившемся контролируемом давлении $P_{\text{вых}}$ в подмембранной полости механизма контроля.

2.5 Подбор предохранительного сбросного клапана

К установке на первую ступень редуцирования принимается предохранительный сбросной клапан ПСК – 50В/700 мембранно-пружинного типа, предназначенный для высокого давления. Диапазон настройки на срабатывание ПСК: 400- 700 кПа.

К установке на вторую ступень редуцирования принимается предохранительный сбросной клапан ПСК – 50Н/20 мембранно-пружинного

типа, предназначенный для высокого давления. Диапазон настройки на срабатывание ПСК: 1 - 20 кПа. Технические характеристики указаны в таблице 2.6

Таблица 2.6 – Технические характеристики предохранительных сбросных клапанов [26]

	ПСК-50Н/20	ПСК-50В/700
Максимальное рабочее давление, кПа (кгс/см ²)	20 (0,2)	700 (7)
Диапазон настройки срабатывания, кПа	1–20	400–700
Габаритные размеры, мм		
диаметр D	225	225
высота H	211	211
Масса, кг, не более	6,82	6,82

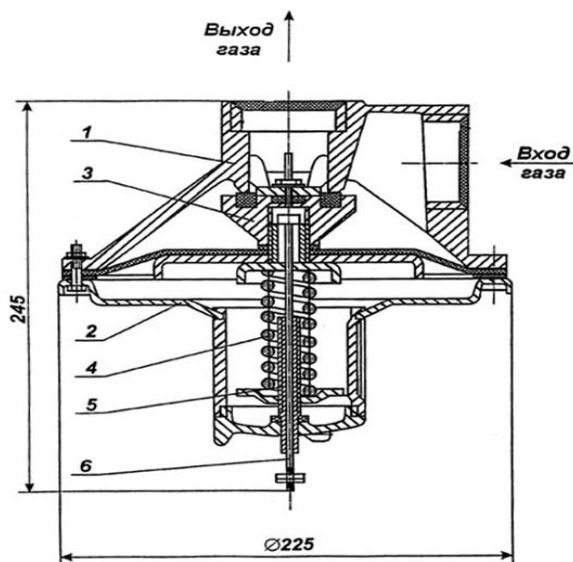


Рисунок 2.4 - Предохранительный сбросной клапан ПСК-50 [26]

- 1 — корпус; 2 — крышка; 3 — клапан с направляющей; 4 — пружина;
5 — регулировочный винт; 6 — мембрана

Чугунный корпус 1 (рисунок 2.4) выполнен в виде усеченного конуса с фланцем, седлом и двумя отверстиями с резьбой трубной цилиндрической 2 дюйма. Седло перекрывается клапаном 3 с резиновым уплотнением. Клапан собран с мембраной 6, которая жестко закреплена между клапаном 3 и тарелкой 7. В свою очередь мембрана 6 закреплена между корпусом 1 и крышкой 2.

Пружина 4 зажата между тарелками мембраны и регулировочного винта 5. Путем вращения регулировочного винта 5 перемещается нижняя тарелка 8, изменяя, таким образом, усилия пружины 4, которая определяет настройку клапана 3 на давление в заданных пределах.

Газ из сети через входной патрубок корпуса входит в надмембранную полость. При установившемся режиме контролируемое давление газа в установленных пределах уравнивается настроенной пружиной и клапан герметично закрыт.

Когда давление газа в сети (также и в надмембранной полости) превысит предел настройки, мембрана 6, преодолевая усилия пружины 4, опустится вместе с клапаном 3, открывая при этом выход газа в атмосферу через выходной патрубок.

Сброс газа произойдет до снижения давления в сети ниже настроенного, после чего под действием пружины 4 клапан 3 закроется.

2.6 Подбор запорной арматуры

Задвижки стальные ЗКЛ 2-16 применяются на трубопроводах различных диаметров. Положительными качествами задвижки являются сравнительная простота конструкции и малое гидравлическое сопротивление.

Стальные задвижки ЗКЛ 2-16 изготавливаются полнопроходными, т. е. диаметры отверстий в присоединительных патрубках не сужаются. Применение жесткого клина в задвижках ЗКЛ 2-16 создает надежную

конструкцию с высокой герметичностью запорного органа. Давление номинальное: 1,6 МПа (16кг/см²). Рабочие среды: Вода, воздух, пар, нефть, нефтепродукты. Температура рабочей среды до + 425°С, окружающего воздуха не ниже — 40°С. Герметичность затвора задвижки ЗКЛ 2-16 по ГОСТ 9544-93 класс А, В. Присоединение задвижки ЗКЛ 2-16 к трубопроводу: фланцевое. Фланцы корпуса по ГОСТ 12819-80 на Ру1,6МПа (16кгс/см²). Ответные фланцы по ГОСТ 1282080 и ГОСТ 12821-80 на Ру1,6МПа.

В соответствии с характеристиками газового фильтра и регулятора давления подбираем следующие запорные устройства:

- входная задвижка ЗКЛ 2-16 Ду-250;
- выходная задвижка ЗКЛ 2-16 Ду-50;
- задвижка байпасной линии ЗКЛ 2-16 Ду-80.

Технические характеристики представлены в таблице 2.7

Таблица 2.7 – Технические характеристики задвижек [27]

Условный проход, мм	Длина L, мм	Высота Н, мм	Масса m, кг
ЗКЛ 2-16 Ду-50	180	310	25
ЗКЛ 2-16 Ду-80	210	350	36
ЗКЛ 2-16 Ду-250	450	969	238

3 Исследование применения детандер-генераторного агрегата на ГРС

3.1 Энерготехнологический комплекс на базе детандер-генераторного агрегата для ГРС

Рассмотрим газораспределительную станцию «Затон» Вилуйского района.

Представим основные газодинамические данные ГРС «Затон» в таблице 3.1.

Таблица 3.1 - Основные газодинамические данные ГРС «Затон»

Наименование	Значение
Давление газа на входе в ГРС, МПа	2,4
Давление газа на выходе из ГРС, МПа	1,2
Расход газа через ГРС, кг/с	57,09
Температура газа на входе в ГРС, °С	20
Располагаемая мощность ГРС, кВт	1914,95

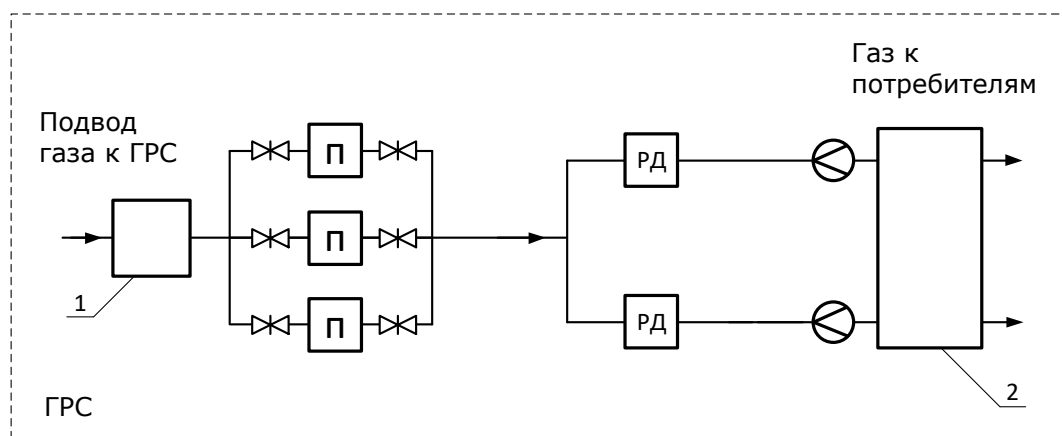
Представленным в таблице 1 данным в максимальной степени соответствует энергосберегающий турбодетандерный агрегат мощностью 2500 кВт - ЭТДА-2500, разработанный ООО «ТурбоДэн» [2].

Величина расхода газа через турбодетандер ЭТДА составляет 80000 м³/ч (примерно 30 % суммарного расхода газа, проходящего через ГРС). Температура газа на выходе из турбодетандера (в соответствии с требованиями СНИП) - плюс 5 °С. Таким образом, исходными данными для определения параметров турбодетандера являются параметры, приведены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 - Исходные данные ГРС «Затон» для определения параметров

Наименование	Значение
Давление газа на входе в ГРС, МПа	2,4
Давление газа на выходе из ГРС, МПа	1,2
Расход газа через ГРС, н.м ³ /ч	23000
Расход газа через турбодетандер, н.м ³ /ч	11500
Температура газа на входе в ГРС, °С	3 ÷ 5
Температура газа на входе в турбодетандер, °С	20
Температура газа на выходе из детандера, °С, не менее	5
Располагаемая мощность ГРС, кВт	1914,95

Для подогрева газа перед турбо-детандером будем использовать подогреватели газа ВНУ-4000.ТО.СП. [3] На рисунке 3.1 представлена принципиальная схема ГРС «Затон»



1 – установка очистки газа; 2 – блок отключающих устройств;
РД – регулятор давления; П – подогреватель газа

Рисунок 3.1 - Принципиальная схема ГРС «Затон»

При установке на ГРС турбо-детандера ЭТДА-2500 схема будет выглядеть так, как показано на рисунке 3.2.

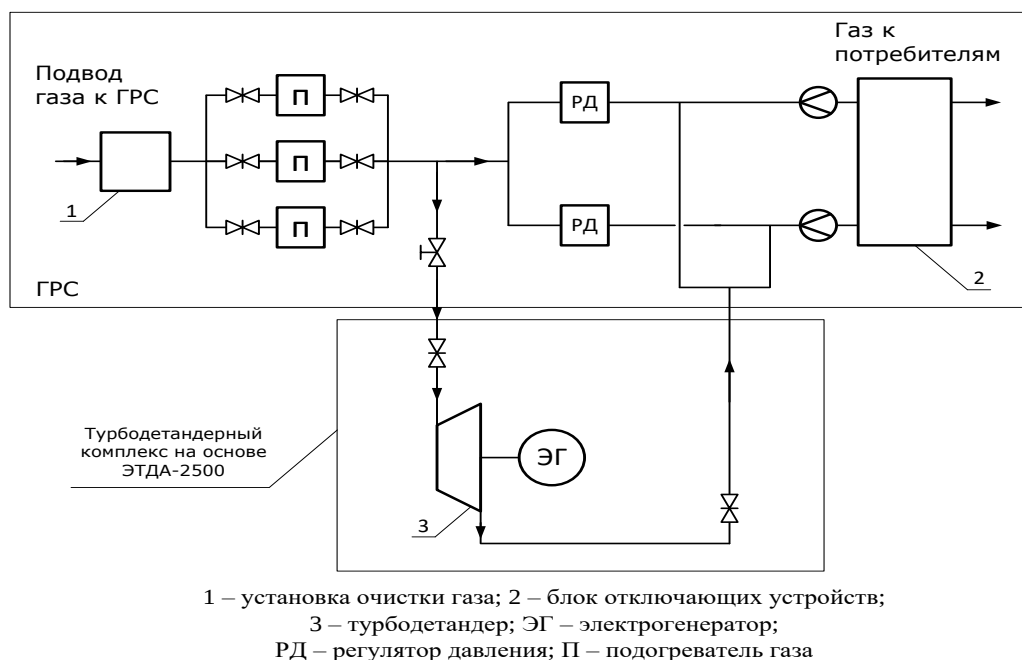


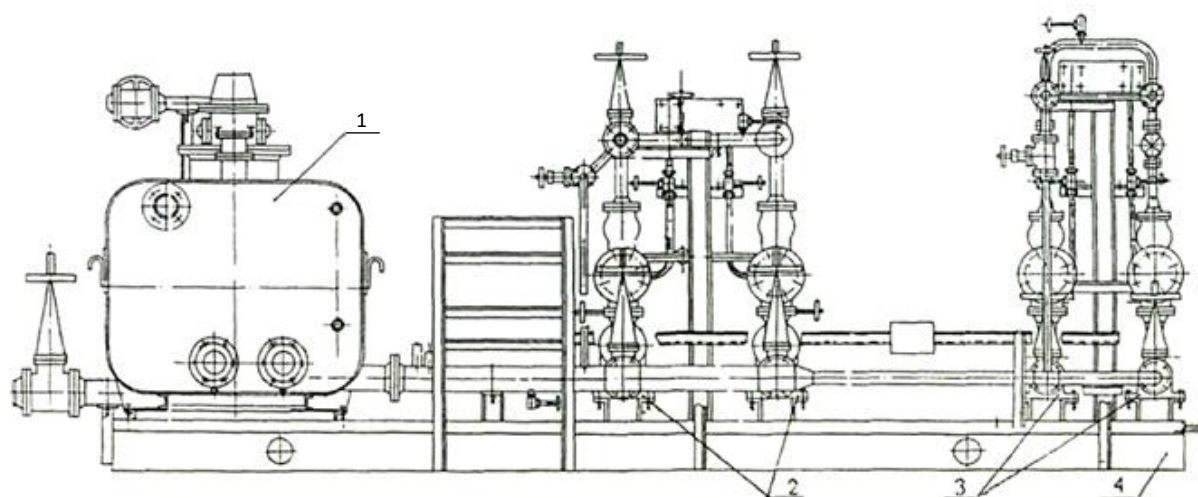
Рисунок 3.2 – Схема подключения ЭТДА-2500 к агрегатам ГРС «Затон»

ЭТДУ-2500 состоит из следующих блоков, входящих в комплект поставки:

- блок детандер-генераторный;
- блок системы маслоснабжения;
- блок маслоохлаждения;
- блок стопорно-дозирующий;
- блок байпасный;
- программно-технический комплекс автоматизированной системы управления технологическим процессом (ПТК АСУ ТП);
- комплектное распределительное устройство (КРУ);
- распределительное устройство собственных нужд ЭТДА (РУСН);

- комплект инструмента и принадлежностей;
- комплект запасных частей.

На рисунке 3.2 и 3.3 приведены компоновки детандер-генераторного блока и блока маслоснабжения ЭТДА-2500 (без подводящих и отводящих трубопроводов и внешней запорно-регулирующей арматуры).



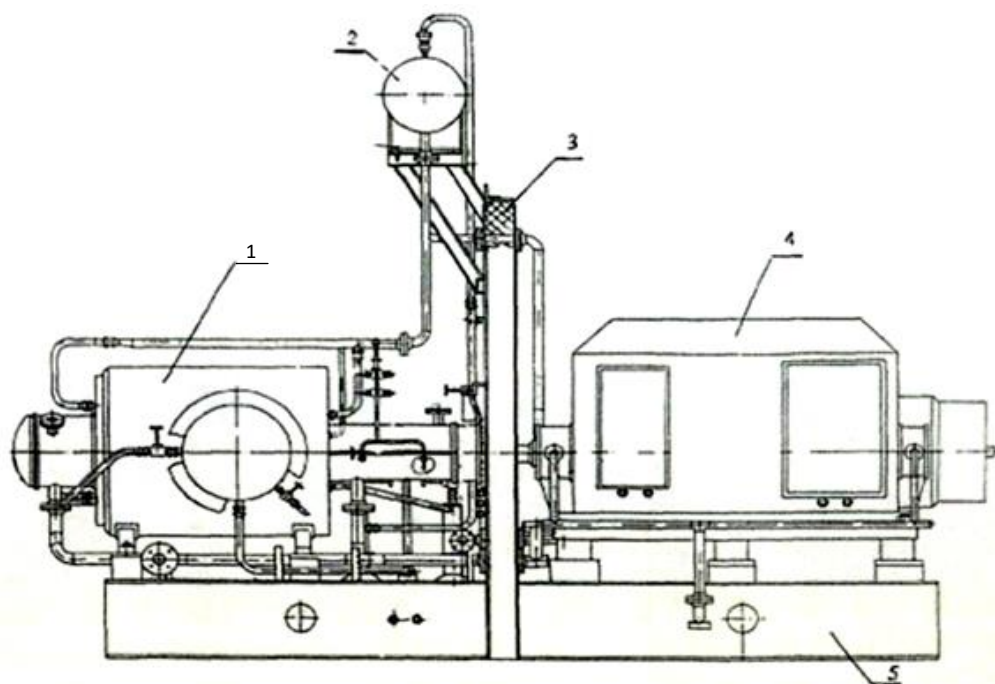
1 – маслобак; 2 – насосы низкого давления;
3 – насосы высокого давления; 4 – рама

Рисунок 3.2 - Блок маслоснабжения ЭТДА-2500

В таблице 3.3 представлены массогабаритные характеристики оборудования ЭТДУ-2500.

Таблица 3.3 - Массогабаритные характеристики оборудования ЭТДУ-2500

Оборудование ЭТДА-2500	Характеристики
1 Блок детандер-генераторный: - масса без генератора, кг - габариты, мм	15300 6300 x 3260 x 4575
2 Блок <u>маслоснабжения</u> : - масса, кг - габариты, мм	4950 5000 x 3350 x 3370
3 Блок <u>маслоохлаждения</u> : - масса, кг - габариты, мм	2360 3320 x 1530 x 2300
4 Блок системы регулирования: - масса, кг - габариты, мм	1100 1376 x 880 x 1600
5 Блок <u>байпасный</u> : - масса, кг - габариты, мм	1100 1376 x 880 x 1600
6 Турбогенератор (входит в состав блока ДГ А), кг	7600
7 ПТК АСУ ТП: - масса, кг - габариты, мм	Шкаф ПТК: 175 Пульт управления: 300 Шкаф: 800x600 x 2000 Пульт: 3000x1700
8 Шкаф КРУ: - масса, кг - габариты, мм	850 750 x 1265 x 2360
9 Шкаф РУСН, мм	600 x 600 x 2200

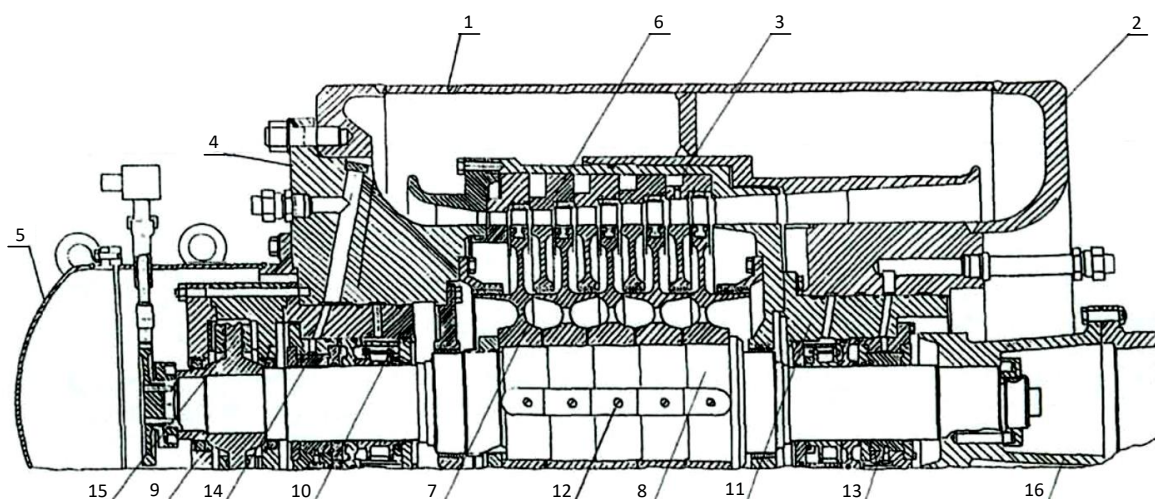


1 – турбодетандер; 2 – гидроаккумулятор;
3 – перегородка; 4 – генератор; 5 – рама

Рисунок 3.3 - Детандер-генераторный блок ЭТДА-2500

ЭТДА-2500 состоит из следующих элементов: турбодетандер, система автоматического управления, регулирования и защиты, электрогенератор, также системы - смазочно-уплотнительная и охлаждения масла. Привод генератора производится пятиступенчатым осевым турбодетандером; генератор ТК-1,5-2-3 УХЛЗ синхронный, трехфазный с замкнутой системой охлаждения.

На рисунке 3.4 приведен продольный частичный разрез турбодетандера ЭТДА-2500. Силовая схема турбодетандера образуется двумя корпусами - наружным и внутренним корпусом (вставкой). Наружный корпус включает цилиндрическую оболочку 1 и соединенный с ней сваркой задний модуль 2. Цилиндрическая оболочка выполнена из стандартной применяемой для газопроводов трубы диаметром 1220 мм. К ней крепятся патрубки подвода и отвода газа.



- 1 – цилиндрическая оболочка; 2 – задний модуль; 3 – промежуточный корпус;
 4 – передний модуль; 5 – картер; 6 – обойма соплового аппарата; 7 – рабочее колесо; 8 – вал;
 9,10,11 – корпуса подшипников; 12 – шпонки; 13,14 – опорные подшипники;
 15 – упорный подшипник; 16 – полумуфта

Рисунок 3.4 - Продольный разрез турбодетандера ЭТДА-2500

Внутренний корпус (вставка) включает промежуточный корпус 3 и соединенный с ним передний модуль 4. На картере 5 установлены датчики частоты вращения. Во вставке размещаются обоймы сопловых аппаратов, рабочие колеса 7 турбодетандера, вал 8 и корпуса подшипников 9, 10 и 11. При монтаже вставки в наружный корпус между ним, промежуточным корпусом и задним модулем образуются кольцевые камеры входа газа в турбодетандер и выхода из него.

Ротор турбодетандера дисковой конструкции; передача крутящего момента на вал осуществляется при помощи шпонок 12. Вал установлен на двух опорных подшипниках скольжения 13 и 14 и упорном подшипнике скольжения 15. Масло к подшипникам подводится по специальным каналам в корпусах. Уплотнение масляных полостей на валу производится торцевыми уплотнениями «масло-газ».

Вал турбодетандера и вал генератора через зубчатую полумуфту 16 соединены между собой торсионом. Его геометрические размеры обеспечивают достаточный запас прочности при увеличении крутящего

момента в 8 - 10 раз (в случае короткого замыкания в генераторе). Торсион закрыт герметичным кожухом. Турбодетандер отделен от генератора газонепроницаемой перегородкой со степенью огнестойкости 0,75 часа.

Смазочно-уплотнительная система агрегата обеспечивает смазку и охлаждение подшипников турбодетандера и генератора, подачу масла к элементам систем управления, а также уплотнение газовых полостей турбодетандера от наружной среды и масляных полостей. Система смазки циркуляционная под давлением, с вихревыми насосами. Для охлаждения масла применяется теплообменник «масло-вода».

Системы автоматического управления, регулирования и защиты ЭТДА-2500 содержат в своем составе комплекс технических средств и аппаратуру программного обеспечения для выполнения управляющих и регулирующих, информационных и метрологических функций. Задачей автоматического регулирования является поддержание заданного давления газа на выходе из турбодетандера. Решение этой задачи выполняется при помощи двух систем регулирования давления газа, одна из которых функционирует при нормальной работе ЭТДА-2500, а другая - при неработающем турбодетандере в случае аварийной ситуации.

Основные геометрические размеры ступеней представлены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Основные геометрические размеры ступеней ЭТДА-2500

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
Диаметр соплового аппарата, м	D_{cp}	0,7055	0,7094	0,7147	0,7214	0,7297
Высота лопатки, м	I_{CA}	0,0265	0,0304	0,0358	0,0423	0,0506
Хорда (длина) лопатки, м	b^C	0,0526	0,0526	0,0526	0,0526	0,0526
Диаметр рабочей ступени,	D^P_{cp}	0,7092	0,7113	0,7118	0,7240	0,7323

Высота лопатки, м	l^p	0,0302	0,0343	0,0390	0,0450	0,0531
Хорда (длина) лопатки, м	b^p	0,0308	0,0308	0,0308	0,0308	0,0308
Число лопаток	Z_p	101	101	101	101	101

3.2 Расчет детандер-генераторного агрегата

3.2.1 Определение исходных данных для расчета турбодетандера

Для определения максимальной мощности на ГРС «Затон» турбодетандерных установок применим формулу [1]:

$$N_p = G \times H_{ад} \times \eta_t \times \eta_n \times \eta_r, \quad (3.1)$$

где G – массовый расход, $G=24.3$ кг/с;

$H_{ад}$ – перепад энтальпий при адиабатическом процессе расширения газа в турбодетандере, кДж/кг.

$$H_{ад} = \frac{k_v}{k_v-1} Z_1 \times R \times T_1 \times \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k_v-1}{k_v}} \right], \quad (3.2)$$

Где k_v – объемный показатель адиабаты, $k_v=1,32$;

Z_1 – к-т сжимаемости газа при входе, $Z_1=0,97$;

R – газовая постоянная, кДж/кг·К;

T_1 – т-ра газа на входе, К;

P_1 – давление газа на входе, МПа;

P_2 – давление газа на выходе, МПа;

η_t – внутренний КПД турбодетандера, $\eta_t=0,75$;

η_n – КПД передачи от турбодетандера к нагрузочному устройству, $\eta_n=0,95$;

η_r – КПД генератора, $\eta_r=0,98$.

$$H_{ад} = \frac{1,32}{1,32-1} \times 0,97 \times 0,508 \times 293 \times \left[1 - \left(\frac{1,2}{2,4} \right)^{\frac{1,32-1}{1,32}} \right] = 112,86 \text{ кДж/кг.}$$

$$N_p = 24,3 \times 112,86 \times 0,75 \times 0,95 \times 0,98 = 1914,95 \text{ кВт.}$$

Таким образом, располагаемая мощность ГРС равна 1914,95 кВт.

3.2.2 Расчет проточной части многоступенчатого турбодетандера

Представим расчёт турбодетандера, основанный на одномерной теории течения газа.

Проходное сечение на входе в сопловой аппарат определяем по формуле:

$$F_0 = \pi \times D_{\text{CP}}^{\text{CA}} \times I_{\text{CA}} \quad (3.3)$$

где D_{CP} - средний диаметр по лопаткам соплового аппарата, м;

I_{CA} – высота лопатки, м.

$$F_0 = 3,14 \times 0,7055 \times 0,0265 = 0,0587 \text{ м}^2.$$

Скорость газа на входе в сопловой аппарат определяем по формуле:

$$C_{\text{ВХ}} = \frac{G}{F_0 \times \rho_0} \quad (3.4)$$

где G - массовый расход газа на входе в турбодетандер, кг/с;

ρ_0 – плотность газа на входе в сопловой аппарат 14,2 [39], кг/м³.

$$C_{\text{ВХ}} = \frac{57,09}{0,0587 \times 14,2} = 68,49 \text{ м/с.}$$

Теплосодержание газа по заторможенным параметрам на входе в сопловой аппарат определяем по формуле:

$$i_0^* = i_0 + \xi \times \frac{C_{\text{ВХ}}^2}{2000}, \quad (3.5)$$

где i_0 – теплосодержание газа на входе в сопловой аппарат, по статическим параметрам кДж/кг;

ξ – коэффициент сопротивления вращению, $\xi=1,25$.

$$i_0^* = 678,7 + 1,25 \times \frac{57,09^2}{2000} = 680,73 \text{ кДж/кг.}$$

Теплосодержание газа за рабочим колесом при изоэнтروпийном расширении определим по i - s диаграмме:

$$i'_{2из} = 636,30 \text{ кДж/кг.}$$

Полный изоэнтропийный теплоперепад в ступени определим по формуле:

$$h_{из} = i_0^* - i'_{2из}, \quad (3.6)$$

$$h_{из} = 680,73 - 636,30 = 44,43 \text{ кДж/кг.}$$

Изоэнтропийный теплоперепад в сопловом аппарате определим по формуле:

$$h_{сА} = (1 - \Omega_{ср}) \times h_{из} \quad (3.7)$$

где $\Omega_{ср}$ —степень реактивности в среднем сечении, $\Omega_{ср}=0,2$ (по данным производителя).

$$h_{сА} = (1 - 0,2) \times 44,43 = 35,54 \text{ кДж/кг.}$$

Теплосодержание газа за сопловым аппаратом при изоэнтропийном расширении определим по формуле:

$$i_{1из} = i_0^* - h_{сА}, \quad (3.8)$$

$$i_{1из} = 680,73 - 35,54 = 645,19 \text{ кДж/кг.}$$

Потерю энергии газа в сопловом аппарате определим по формуле:

$$\Delta h_{сА} = (1 - \varphi^2) \times h_{сА} \quad (3.9)$$

$$\Delta h_{сА} = (1 - 0,9272^2) \times 35,54 = 4,98 \text{ кДж/кг.}$$

Действительное теплосодержание газа за сопловым аппаратом определим по формуле:

$$i_1 = i_{1из} + \Delta h_{сА}, \quad (3.10)$$

$$i_1 = 645,19 + 4,98 = 650,17 \text{ кДж/кг.}$$

Угол выхода потока газа из соплового аппарата определим по формуле:

$$\alpha_1 = \arcsin(\chi \times \sin \alpha_{1\phi}), \quad (3.11)$$

где χ – отклонение потока газа, $\chi = 1,03$.

$$\alpha_1 = \arcsin(1,03 \times \sin 12^\circ 18') = 12^\circ 41'.$$

Скорость газа на выходе из соплового аппарата определим по формуле:

$$C_1 = \varphi \times \sqrt{2000 \times h_{CA}}, \quad (3.12)$$

где φ – коэффициент скорости соплового аппарата, $\varphi = 0,9272$.

$$C_1 = 0,9272 \times \sqrt{2000 \times 35,54} = 247,19 \text{ м/с}.$$

Осевая проекция скорости выхода газа из соплового аппарата будет равна:

$$C_{1a} = C_1 \times \sin \alpha_1, \quad (3.13)$$

$$C_{1a} = 247,19 \times \sin 12^\circ 41' = 51,95 \text{ м/с}.$$

Окружная проекция скорости выхода газа из соплового аппарата будет равна:

$$C_{1u} = C_1 \times \cos \alpha_1, \quad (3.14)$$

$$C_{1u} = 247,19 \times \cos 12^\circ 41' = 236,08 \text{ м/с}.$$

Окружную скорость на среднем диаметре рабочего колеса определим по формуле:

$$U_{cp} = \frac{\pi \times D_{cp}^p \times n}{60}, \quad (3.15)$$

где D_{cp}^p – диаметр рабочей ступени, м;

n – частота вращения вала, об/мин.

$$U_{cp} = \frac{3,14 \times 0,7092 \times 3000}{60} = 111,40 \text{ м/с.}$$

Окружная проекция относительной скорости входа газа на рабочее колесо будет равна:

$$W_{1u} = C_{1u} - U_{cp} \quad (3.16)$$

$$W_{1u} = 236,08 - 111,40 = 124,68 \text{ м/с.}$$

Относительную скорость газа на входе в рабочее колесо определим по формуле:

$$W_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + W_{1u}^2}, \quad (3.17)$$

$$W_1 = \sqrt{51,95^2 + 124,68^2} = 135,07 \text{ м/с.}$$

Теплоперепад, соответствующей относительной скорости газа на входе в рабочее колесо, определим по формуле:

$$h_{W_1} = \frac{W_1^2}{2000}, \quad (3.18)$$

$$h_{W_1} = \frac{135,07^2}{2000} = 9,12 \text{ кДж/кг.}$$

Полный теплоперепад в рабочем колесе будет равен:

$$h_{PK} = i_1 - i_{2из} + h_{W_1}, \quad (3.19)$$

где $i_{2из}$ —теплосодержание газа за рабочим колесом при

изоэнтروпийном расширении в рабочем колесе, $i_{2из}=641,12 \text{ кДж/кг.}$

$$h_{PK} = 650,17 - 641,12 + 9,12 = 18,17 \text{ кДж/кг.}$$

Эффективный угол выхода потока из решётки рабочего колеса из предварительного расчёта производителя равен:

$$\beta_{2эф} = 16^{\circ}7'.$$

Относительную скорость потока газа на выходе из рабочего колеса определим по формуле:

$$W_2 = \psi \times \sqrt{2000 \times h_{PK}}, \quad (3.20)$$

где ψ —коэффициент скорости в рабочем колесе, $\psi=0,9047$.

$$W_2 = 0,9047 \times \sqrt{2000 \times 18,17} = 172,46 \text{ м/с.}$$

Потерю энергии в рабочем колесе определим по формуле:

$$\Delta h_{PK} = \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \times \frac{W_2^2}{2000}, \quad (3.21)$$

$$\Delta h_{PK} = \left(\frac{1}{0,9047^2} - 1 \right) \times \frac{172,46^2}{2000} = 3,29 \text{ кДж/кг.}$$

Угол выхода относительной скорости потока газа из рабочего колеса будет равен:

$$\beta_2 = \arcsin(\chi_p \times \sin \beta_{2\Phi}), \quad (3.22)$$

где χ —отклонение потока газа, $\chi=1,04$.

$$\beta_2 = \arcsin(1,04 \times 16^0 7') = 16^0 46'.$$

Окружная проекция относительной скорости выхода газа из рабочего колеса будет равна:

$$W_{2u} = W_2 \times \cos \beta_2, \quad (3.23)$$

$$W_{2u} = 169,57 \times \cos 16^0 46' = 162,42 \text{ м/с.}$$

Осевая проекция абсолютной скорости выхода газа из рабочего колеса будет равна:

$$C_{2a} = W_{2a} = W_2 \times \sin \beta_2 \quad (3.24)$$

$$C_{2a} = 169,57 \times \sin 16^0 46' = 48,73 \text{ м/с.}$$

Окружная проекция абсолютной скорости выхода газа из рабочего колеса будет равна:

$$C_{2u} = W_{2u} - U_{cp} , \quad (3.25)$$

$$C_{2u} = 162,42 - 111,40 = 51,02 \text{ м/с.}$$

Абсолютную скорость выхода газа из рабочего колеса определим по формуле:

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2a}^2}, \quad (3.26)$$

$$C_2 = \sqrt{51,02^2 + 48,73^2} = 70,55 \text{ м/с.}$$

Теплоперепад, соответствующий абсолютной скорости выхода газа из рабочего колеса, определим по формуле:

$$\Delta h_{C_2} = \frac{C_2^2}{2000}, \quad (3.27)$$

$$\Delta h_{C_2} = \frac{70,55^2}{2000} = 2,49 \text{ кДж/кг.}$$

Теплоперепад, использованный на лопатках рабочего колеса, будет равен:

$$h_u = h_{из} - \Delta h_{CA} - \Delta h_{PK} - \Delta h_{C_2} \quad (3.28)$$

$$h_u = 42,48 - 4,77 - 3,19 - 2,49 = 32,04 \text{ кДж/кг.}$$

Окружной КПД определим по формуле:

$$\eta_u = \frac{h_u}{h_{из}}, \quad (3.29)$$

$$\eta_u = \frac{32,04}{42,48} = 0,7541 .$$

Число Рейнольдса определим по формуле:

$$Re = \frac{\pi \times D_{cp}^2 \times n}{60 \times \nu} \quad (3.30)$$

где ν —кинематической коэффициент вязкости газа по условиям выхода газа из соплового аппарата ($\nu=f(P_1, T_1)$), м²/с.

$$Re = \frac{3,14 \times 0,7092^2 \times 3000}{60 \times 5,2 \times 10^{-6}} = 1,51 \cdot 10^7.$$

Коэффициент сопротивления вращению диска определим по формуле:

$$\xi_{вр} = 0,043 \times Re^{-0,2}, \quad (3.31)$$

$$\xi_{вр} = 0,043 \times (1,51 \times 10^7)^{-0,2} = 0,0016.$$

Мощность трения диска определим по формуле:

$$N_{ТД} = \frac{40\alpha}{1,36} \times \left(1 - \frac{l_p}{D_{ср}}\right)^4 \times (D_{ср} - l_p) \times D_{ср}^4 \times \left(\frac{n}{1000}\right)^3 \times \rho_1, \quad (3.32)$$

где α – коэффициент, зависящий от отношения бокового зазора

и диаметра диска, $\alpha=1,6$;

ρ_1 - плотность газа за сопловым аппаратом, кг/м^3 .

$$N_{ТД} = \frac{40 \times 1,6}{1,36} \times \left(1 - \frac{0,0302}{0,7092}\right) \times (0,7092 - 0,0302) \times 0,7092^4 \times \left(\frac{3000}{1000}\right)^3 \times 12,2 = 3,52 \text{ кВт}.$$

Потерю энергии на трение диска определим по формуле:

$$\Delta h_{ТД} = \frac{N_{ТД}}{G}, \quad (3.33)$$

$$\Delta h_{ТД} = \frac{3,52}{9,5} = 0,3708 \text{ кДж/кг}.$$

Потеря энергии на утечки в рабочем колесе будет равна

$$\Delta h_{ут} = h_u \frac{\Delta G_{рк}}{G}, \quad (3.34)$$

$$\Delta h_{ут} = 32,04 \times \frac{0,2888}{9,5} = 1,3 \text{ кДж/кг}.$$

Внутренний КПД ступени определим по формуле:

$$\eta_{oi} = \eta_u - \frac{\Delta h_{ТД}}{h_{из}} - \frac{\Delta h_{ут}}{h_{из}}, \quad (3.35)$$

$$\eta_{oi} = 0,7541 - \frac{0,3708}{42,48} - \frac{0,97}{42,48} = 0,7225.$$

Внутреннюю мощность ступени определим по формуле:

$$N_i = G \times h_{из} \times \eta_{0i}, \quad (3.36)$$

$$N_i = 9,5 \times 42,48 \times 0,7225 = 291,56 \text{ кВт.}$$

Уравнения 3÷36 справедливы для всех ступеней турбодетандера. Полученные расчёты остальных ступеней отобразим в таблице 3.5.

Таблица 3.5 – Расчетные данные по ступеням турбодетандера

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
1	2	3	4	5	6	7
Массовый расход газа, кг/с	G	57.09	57.09	57.09	57.09	57.09
Теплосодержание газа на входе в сопловой аппарат по статическим параметрам, кДж/кг	i_0	678.7	647.5	615.9	583.4	549.9
Плотность газа на входе в сопловой аппарат, кг/м ³	ρ_0	14.2	11.7	9.5	7.7	6.2
Проходное сечение на входе в сопловой аппарат, м ²	F_0	0.0587	0.0678	0.0804	0.0959	0.116
Скорость газа на входе в сопловой аппарат, м/с	$C_{вх}$	68,49	68,98	69,44	69,87	70,21
Теплосодержание газа по заторможенным параметрам на входе в сопловой аппарат, кДж/кг	i_o^*	680,73	647,59	616	583,5	550,01
Теплосодержание газа за рабочим колесом при изоэнтропийном расширении (по i-s диаграмме)	$i'_{2из}$	636,3	604,3	572,8	540,2	506,9

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
1	2	3	4	5	6	7
Полный изоэнтروпийный теплоперепад в ступени, кДж/кг	$h_{из}$	44,43	43,29	43,2	43,3	43,11
Степень реактивности в среднем сечении (из предварительного расчёта производителя)	$\Omega_{ср}$	0,2	0,23	0,248	0,262	0,28
Эффективный угол выхода газа из соплового аппарата в среднем сечении, град	$\alpha_{1эф}$	12,18	12,3	13	13,3	14
Коэффициент скорости соплового аппарата (поданным производителя)	φ	0,9272	0,9299	0,9403	0,9485	0,9558
Изоэнтропийный теплоперепад в сопловом аппарате, кДж/кг	$h_{сА}$	33,98	33,33	32,48	31,96	31,04
Теплосодержание газа за сопловым аппаратом при изоэнтропийном расширении, кДж/кг	$i_{из}$	645,19	614,26	583,51	551,55	518,97
Потеря энергии газа в сопловом аппарате, кДж/кг	$\Delta h_{сА}$	4,98	4,51	3,76	3,21	2,68
Действительное теплосодержание газа за сопловым аппаратом, кДж	i_1	650,17	618,77	587,28	554,75	521,65
Плотность газа за сопловым аппаратом, кг/м ³	ρ_1	12,2	10,1	8,2	6,6	5,3

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
1	2	3	4	5	6	7
Угол выхода потока газа из соплового аппарата ($\chi=1,03$ -отклонение потока), град	α_1	12,41	12,53	13,24	13,55	14,26
Скорость газа на выходе из соплового аппарата, м/с	C_1	247,19	240,1	239,67	239,8	238,14
Осевая проекция скорости выхода газа из соплового аппарата, м/с	C_{1a}	51,95	52,09	54,89	56,18	58,66
Окружная проекция скорости выхода газа из соплового аппарата, м/с	C_{1u}	236,08	234,38	233,3	233,12	230,8
Окружная скорость на среднем диаметре рабочего колеса, м/с	U_{cp}	111,4	111,73	111,81	113,73	115,03
Окружная проекция относительной скорости входа газа на рабочее колесо, м/с	W_{1u}	124,68	122,65	121,49	119,4	115,77
Относительная скорость газа на входе в рабочее колесо, м/с	W_1	135,07	133,25	133,32	131,95	129,79
Теплоперепад, соответствующий относительной скорости газа на входе в рабочее колесо, кДж/кг	h_{w1}	9,12	8,88	8,89	8,71	8,42

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
1	2	3	4	5	6	7
Теплосодержание газа за рабочим колесом при изоэнтропийном расширении в рабочем колесе, кДж/кг	$i_{2из}$	641,12	608,8	576,5	543,5	509,5
Полный теплоперепад в рабочем колесе, кДж/кг	h_{PK}	18,17	18,84	19,66	19,66	20,58
Эффективный угол выхода потока из решётки рабочего колеса, град	$\beta_{2эф}$	16,7	15,51	16,23	16,58	17,29
Коэффициент скорости в рабочем колесе	ψ	0,9047	0,9168	0,9316	0,9447	0,9503
Относительная скорость потока газа на выходе из рабочего колеса, м/с	W_2	172,46	177,98	184,74	188,74	192,78
Потеря энергии в рабочем колесе, кДж/кг	Δh_{PK}	3,29	3,01	2,6	2,15	1,99
Угол выхода относительной скорости потока газа из рабочего колеса ($\chi_p=1,04$ -отклонение град)	β_2	16,46	16,3	17,5	17,4	18,12
Окружная проекция относительной скорости выхода газа из рабочего колеса, м/с	W_{2u}	162,42	171,5	177,38	180,9	184,07
Осевая проекция абсолютной скорости выхода газа из рабочего	C_{2a}	48,73	47,59	51,63	53,86	57,30

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
1	2	3	4	5	6	7
колеса, м/с						
Окружная проекция абсолютной скорости выхода газа из рабочего колеса, м/с	C_{2u}	51,02	59,77	65,57	67,17	69,04
Абсолютная скорость выхода газа из рабочего колеса, м/с	C_2	70,55	76,40	83,46	86,1	89,71
Теплоперепад, соответствующий абсолютной скорости выхода газа из рабочего колеса, кДж/кг	Δh_{C2}	2,49	2,92	3,48	3,71	4,02
Теплоперепад, использованный на лопатках рабочего колеса, кДж/кг	h_u	32,04	32,86	33,35	34,24	34,41
Окружной КПД	η_u	0,7541	0,759	0,7721	0,7908	0,7981
Коэффициент кинематической вязкости газа по условиям выхода газа из соплового аппарата, м/с	ν	$5,2 \times 10^{-7}$	$5,2 \times 10^{-7}$	$5,2 \times 10^{-7}$	$5,2 \times 10^{-7}$	$5,2 \times 10^{-7}$
Число Рейнольдса	Re	$1,51 \times 10^7$	$1,52 \times 10^7$	$1,53 \times 10^7$	$1,58 \times 10^7$	$1,61 \times 10^7$
Коэффициент сопротивления вращению диска	$\xi_{вр}$	0,0016	0,0016	0,0016	0,0016	0,0016

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
1	2	3	4	5	6	7
Коэффициент, зависящий от отношения бокового зазора и диаметра диска	α	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
Мощность трения диска, кВт	$N_{ТД}$	3,52	2,87	2,26	1,89	1,51
Потеря энергии на трение диска, кДж/кг	$\Delta h_{ТД}$	0,3708	0,3021	0,2377	0,1989	0,1593
Потеря энергии на утечки в рабочем колесе, кДж/кг	$\Delta h_{ут}$	0,97	1,0	1,01	1,04	1,05
Внутренний КПД ступени	η_{0i}	0,7225	0,7289	0,7432	0,7622	0,7702
Внутренняя мощность ступени, кВт	N_i	291,56	299,78	304,97	313,54	315,42

Вырабатываемая турбодетандером мощность складывается из мощностей его ступеней:

$$N_T = \sum N_i, \quad (3.37)$$

$$N_T = 291,56 + 299,78 + 304,97 + 313,54 + 315,42 = 1525,26 \text{ кВт.}$$

Внутренний КПД турбины определим по формуле:

$$\eta_{iT} = \frac{N_T}{G_{\text{сум}} \times h_{\text{из}}}, \quad (3.38)$$

$$\eta_{iT} = \frac{1525,26}{47,5 \times 42,48} = 0,7559.$$

3.2.3 Расчет переменных режимов турбодетандера

Для оценки рабочих параметров агрегата на режимах, отличных от номинального, выполним расчет переменных режимов работы и построим графики зависимостей мощности и КПД от массового расхода газа.

- Режим №1 - массовый расход равен 70 кг/с.

- Режим №2 - массовый расход равен 60 кг/с.

Для расчетов переменных режимов работы используем уравнения 3÷36.

Полученные расчеты по режиму №1 отобразим в таблице 1.6.

Таблица 3.6 - Расчетные данные по ступеням турбодетандера для режима №1

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
Массовый расход газа, кг/с	G	70	70	70	70	70
Теплосодерж. газа на входе в сопловой аппарат по статическим параметрам, кДж/кг	i_0	678,7	647,5	615,9	583,4	549,9
Плотность газа на входе в сопловой аппарат, кг/м ³	ρ_0	14,2	11,7	9,5	7,7	6,2
Проходное сечение на входе в сопловой аппарат	F_0	0,0587	0,0678	0,0804	0,0959	0,116
Скорость газа на входе в сопловой аппарат, м/с	$C_{вх}$	14,39	15,14	15,71	16,26	16,69
Теплосодержание газа по заторможенным параметрам на входе в сопловой аппарат, кДж/кг	i_0^*	678,83	647,64	616,05	583,57	550,07
Теплосодержание газа за рабочим колесом при изоэнтروпийном расширении (по i-s диаграмме)	$i'_{2из}$	636,3	604,3	572,8	540,2	506,9
Полный изоэнтропийный теплоперепад в ступени, кДж/кг	$h_{из}$	42,53	43,34	43,25	43,37	43,17
Степень реактивности в среднем сечении (из предварительного расчёта производителя)	$\Omega_{ср}$	0,2	0,23	0,248	0,262	0,28
Эффективный угол выхода газа из	$\alpha_{1эф}$	12,18	12,3	13	13,3	14

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
соплового аппарата в среднем сечении, град						
Коэффициент скорости соплового аппарата (поданным производителя)	Φ	0,9272	0,9299	0,9403	0,9485	0,9558
Изоэнтروпийный теплоперепад в сопловом аппарате, кДж/кг	h_{CA}	34,02	33,37	32,53	32,0	31,09
Теплосодержание газа за сопловым аппаратом при изоэнтропийном расширении, кДж/кг	$i_{из}$	644,81	614,27	583,53	551,56	518,99
Потеря энергии газа в сопловом аппарате, кДж/кг	Δh_{CA}	4,77	4,52	3,77	3,21	2,69
Действительное теплосодержание газа за сопловым аппаратом, Дж/к	i_1	649,58	618,78	587,29	554,77	521,68
Плотность газа за сопловым аппаратом, кг/м ³	ρ_1	12,2	10,1	8,2	6,6	5,3
Угол выхода потока газа из соплового аппарата ($\chi=1,03$ -отклонение потока), град	α_1	12,41	12,53	13,24	13,55	14,26
Скорость газа на выходе из соплового аппарата, м/с	C_1	241,87	240,25	239,83	239,97	238,32
Осевая проекция скорости выхода газа из соплового аппарата, м/с	C_{1a}	51,98	52,12	54,93	56,22	58,70
Окружная проекция скорости выхода газа из соплового аппарата, м/с	C_{1u}	236,22	234,52	233,46	233,29	230,98
Окружная скорость на среднем	U_{cp}	111,4	111,73	111,81	113,73	115,03

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
диаметре рабочего колеса, м/с						
Окружная проекция относительной скорости входа газа на рабочее колесо, м/с	W_{1u}	124,81	122,79	121,65	119,56	115,95
Относительная скорость газа на входе в рабочее колесо, м/с	W_1	135,21	133,4	133,47	132,12	129,96
Теплоперепад, соответствующий относительной скорости газа на входе в рабочее колесо, кДж/кг	h_{w1}	9,14	8,9	8,91	8,73	8,44
Теплосодержание газа за рабочим колесом при изобарическом расширении в рабочем колесе, кДж/кг	$i_{2из}$	641,12	608,8	576,5	543,5	509,5
Полный теплоперепад в рабочем колесе, кДж/кг	h_{PK}	17,6	18,88	19,7	20,0	20,62
Эффективный угол выхода потока из решётки рабочего колеса, град	$\beta_{2эф}$	16,7	15,51	16,23	16,58	17,29
Коэффициент скорости в рабочем колесе	ψ	0,9047	0,9168	0,9316	0,9447	0,9503
Относительная скорость потока газа на выходе из рабочего колеса, м/с	W_2	169,74	178,16	184,93	188,95	192,99
Потеря энергии в рабочем колесе, кДж/кг	Δh_{PK}	3,19	3,01	2,6	2,15	1,99
Угол выхода относительной скорости потока газа из рабочего колеса ($\chi_p=1,04$ -отклонение потока), град.	β_2	16,46	16,3	17,5	17,4	18,12
Окружная проекция относительной	W_{2u}	162,58	171,67	177,56	181,09	184,27

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
скорости выхода газа из рабочего колеса, м/с						
Осевая проекция абсолютной скорости выхода газа из рабочего колеса, м/с	C_{2a}	48,78	47,64	51,69	53,92	57,36
Окружная проекция абсолютной скорости выхода газа из рабочего колеса, м/с	C_{2u}	51,17	59,94	65,75	67,36	69,24
Абсолютная скорость выхода газа из рабочего колеса, м/с	C_2	70,7	76,57	83,63	86,28	89,91
Теплоперепад, соответствующий абсолютной скорости выхода газа из рабочего колеса, кДж/кг	Δh_{C2}	2,5	2,93	3,5	3,72	4,04
Теплоперепад, использованный на лопатках рабочего колеса, кДж/кг	h_u	32,06	32,89	33,39	34,28	34,45
Окружной КПД	η_u	0,7539	0,7587	0,7719	0,7905	0,7978
Коэффициент кинематической вязкости газа по условиям выхода газа из соплового аппарата, м/с	ν	$5,2 \times 10^{-7}$	$5,2 \times 10^{-7}$	$5,2 \times 10^{-7}$	$5,2 \times 10^{-7}$	$5,2 \times 10^{-7}$
Число Рейнольдса	Re	$1,51 \times 10^7$	$1,52 \times 10^7$	$1,53 \times 10^7$	$1,58 \times 10^7$	$1,61 \times 10^7$
Коэффициент сопротивления вращению диска	$\xi_{вр}$	0,0016	0,0016	0,0016	0,0016	0,0016
Коэффициент, зависящий от отношения бокового зазора и диаметра диска	α	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
Мощность трения диска, кВт	$N_{ТД}$	3,52	2,87	2,26	1,89	1,51
Потеря энергии на трение диска, кДж/кг	$\Delta h_{ТД}$	0,2936	0,2392	0,1882	0,1575	0,1261
Потеря энергии на утечки в	$\Delta h_{ут}$	0,97	1,0	1,01	1,04	1,05

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
рабочем колесе, кДж/кг						
Внутренний КПД ступени	η_{oi}	0,7241	0,7301	0,7440	0,7628	0,7707
Внутренняя мощность ступени, кВт	N_i	369,53	379,76	386,20	396,97	399,28

Вырабатываемая турбодетандером мощность складывается из мощностей его ступеней:

$$N_T = 369,53 + 379,76 + 386,20 + 396,97 + 399,28 = 1931,73 \text{ кВт.}$$

Внутренний КПД турбины будет равен:

$$\eta_{iT} = \frac{1931,73}{60 \times 42,53} = 0,7570.$$

Полученные расчеты по режиму №2 отобразим в таблице 3.7.

Таблица 3.7 - Расчетные данные по ступеням турбодетандера для режима №2

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
Массовый расход газа, кг/с	G	60	60	60	60	60
Теплосодержание газа на входе в сопловой аппарат по статическим параметрам, кДж/кг	i_0	678,7	647,5	615,9	583,4	549,9
Плотность газа на входе в сопловой аппарат, кг/м ³	ρ_0	14,2	11,7	9,5	7,7	6,2
Проходное сечение на входе в сопловой аппарат, м ²	F_0	0,0587	0,0678	0,0804	0,0959	0,116
Скорость газа на входе в сопловой аппарат, м/с	$C_{вх}$	7,19	7,57	7,86	8,13	8,34
Теплосодержание газа по заторможенным параметрам	i_0^*	678,73	647,54	615,94	583,44	549,94

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
на входе в сопловой аппарат, кДж/кг						
Теплосодержание газа за рабочим колесом при изоэнтропийном расширении (по i-s диаграмме)	$i'_{2из}$	636,3	604,3	572,8	540,2	506,9
Полный изоэнтропийный теплоперепад в ступени, кДж/кг	$h_{из}$	42,43	43,24	43,14	43,24	43,04
Степень реактивности в среднем сечении (из предварительного расчёта производителя)	Ω_{cp}	0,2	0,23	0,248	0,262	0,28
Эффективный угол выхода газа из соплового аппарата в среднем сечении, град	$\alpha_{1эф}$	12,18	12,3	13	13,3	14
Коэффициент скорости соплового аппарата (поданным производителя)	Φ	0,9272	0,9299	0,9403	0,9485	0,9558
Изоэнтропийный теплоперепад в сопловом аппарате, кДж/кг	h_{CA}	33,95	33,29	32,44	31,91	30,99
Теплосодержание газа за сопловым аппаратом при изоэнтропийном расширении, кДж/кг	$i_{из}$	644,79	614,24	583,50	551,53	518,95
Потеря энергии газа в сопловом аппарате, кДж/кг	Δh_{CA}	4,76	4,50	3,76	3,20	2,68
Действительное	i_1	649,55	618,75	587,26	554,73	521,63

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
теплосодержание газа за сопловым аппаратом, кДж/кг						
Плотность газа за сопловым аппаратом, кг/м ³	ρ_1	12,2	10,1	8,2	6,6	5,3
Угол выхода потока газа из соплового аппарата ($\chi=1,03$ -отклонение потока), град	α_1	12,41	12,53	13,24	13,55	14,26
Скорость газа на выходе из соплового аппарата, м/с	C_1	241,59	239,95	239,51	239,62	237,96
Осевая проекция скорости выхода газа из соплового аппарата, м/с	C_{1a}	51,92	52,06	54,85	56,14	58,61
Окружная проекция скорости выхода газа из соплового аппарата, м/с	C_{1u}	235,95	234,23	233,14	232,96	230,63
Окружная скорость на среднем диаметре рабочего колеса, м/с	U_{cp}	111,4	111,73	111,81	113,73	115,03
Окружная проекция относительной скорости входа газа на рабочее колесо, м/с	W_{1u}	124,54	122,50	121,33	119,23	115,60
Относительная скорость газа на входе в рабочее колесо, м/с	W_1	134,93	133,10	133,16	131,79	129,61
Теплоперепад, соответствующий относительной скорости газа на входе в рабочее	h_{w1}	9,10	8,86	8,87	8,68	8,40

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
Теплосодержание газа за рабочим колесом при изоэнтропийном расширении в рабочем колесе, кДж/кг	$i_{2из}$	641,12	608,8	576,5	543,5	509,5
Полный теплоперепад в рабочем колесе, кДж/кг	h_{PK}	17,53	18,81	19,62	19,92	20,53
Эффективный угол выхода потока из решётки рабочего колеса, град	$\beta_{2эф}$	16,7	15,51	16,23	16,58	17,29
Коэффициент скорости в рабочем колесе	ψ	0,9047	0,9168	0,9316	0,9447	0,9503
Относительная скорость потока газа на выходе из рабочего колеса, м/с	W_2	169,41	177,80	184,55	188,54	192,56
Потеря энергии в рабочем колесе, кДж/кг	Δh_{PK}	3,18	3,0	2,59	2,14	1,99
Угол выхода относительной скорости потока газа из рабочего колеса ($\chi_p=1,04$ -отклонение потока), град.	β_2	16,46	16,3	17,5	17,4	18,12
Окружная проекция относительной скорости выхода газа из рабочего колеса, м/с	W_{2u}	162,27	171,33	177,20	180,70	183,86
Осевая проекция абсолютной скорости выхода газа из рабочего колеса, м/с	C_{2a}	48,68	47,55	51,58	53,80	57,23
Окружная проекция	C_{2u}	50,87	59,60	65,39	66,97	68,83

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
абсолютной скорости выхода газа из рабочего колеса, м/с						
Абсолютная скорость выхода газа из рабочего колеса, м/с	C_2	70,41	76,24	83,28	85,91	89,52
Температурный соответствующий абсолютной скорости выхода газа из рабочего колеса, кДж/кг	Δh_{C2}	2,48	2,91	3,47	3,69	4,01
Температурный, использованный на лопатках рабочего колеса, кДж/кг	h_u	32,01	32,83	33,32	34,21	34,37
Окружной КПД	η_u	0,7543	0,7592	0,7724	0,7911	0,7984
Коэффициент кинематической вязкости газа по условиям выхода газа из соплового аппарата, м/с	ν	$5,2 \times 10^{-7}$	$5,2 \times 10^{-7}$	$5,2 \times 10^{-7}$	$5,2 \times 10^{-7}$	$5,2 \times 10^{-7}$
Число Рейнольдса	Re	$1,51 \times 10^7$	$1,52 \times 10^7$	$1,53 \times 10^7$	$1,58 \times 10^7$	$1,61 \times 10^7$
Коэффициент сопротивления вращению диска	$\xi_{вр}$	0,0016	0,0016	0,0016	0,0016	0,0016
Коэффициент, зависящий от отношения бокового зазора и диаметра диска	α	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
Мощность трения диска,	$N_{ТД}$	3,52	2,87	2,26	1,89	1,51

Наименование	Обозначение	№ ступени				
		I	II	III	IV	V
кВт						
Потеря энергии на трение диска, кДж/кг	$\Delta h_{\text{ТД}}$	0,5871	0,4783	0,3764	0,3150	0,2522
Потеря энергии на утечки в рабочем колесе, кДж/кг	$\Delta h_{\text{ут}}$	0,97	1,0	1,01	1,04	1,05
Внутренний КПД ступени	η_{oi}	0,7176	0,7251	0,7402	0,7597	0,7683
Внутренняя мощность ступени, кВт	N_i	182,69	188,10	191,59	197,11	198,42

Вырабатываемая турбодетандером мощность складывается из мощностей его ступеней:

$$N_T = 182,69 + 188,10 + 191,59 + 197,11 + 198,42 = 957,92 \text{ кВт.}$$

Внутренний КПД турбины будет равен:

$$\eta_{iT} = \frac{957,92}{36 \times 42,43} = 0,7525.$$

По данным расчетов переменных режимов при постоянной температуре на входе в турбодетандер и постоянном давлении на выходе из него построены характеристики агрегата $N = f(P_0)$, $N = f(G_0)$.

На рисунке 3.5 показана зависимость мощности ЭТДА-2500 от расхода газа, а на рисунке 3.6 - зависимость КПД от расхода газа.

Эти характеристики позволяют оценить изменение мощности турбодетандера в достаточно широком диапазоне изменения расхода газа через него.

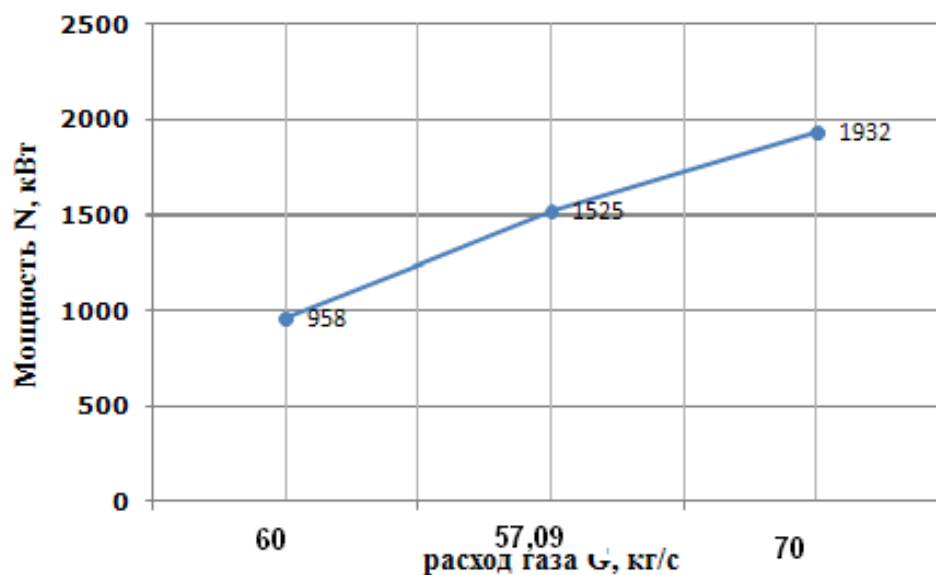


Рисунок 3.5 – Зависимость количества мощности ЭТДА-2500 от расхода газа

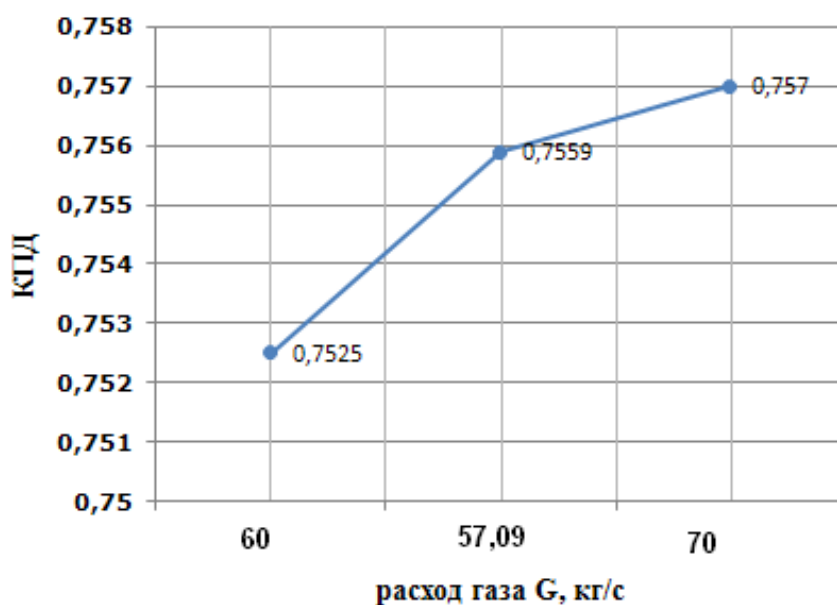


Рисунок 3.6 – Зависимость КПД ЭТДА-2500 от расхода газа

В результате выполненных расчетов определены основные характеристики пятиступенчатого турбодетандера, предназначенного для выработки электроэнергии, используя избыточное давление природного газа.

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА

«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
3-4Е41	Иванов Айсен Владимирович

Школа	ИШПР	Отделение	ОНД
Уровень образования	Бакалавриат	Направление	15.03.02 «Технологические машины и оборудования нефтяных и газовых промыслов»

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:	
1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Стоимость материальных ресурсов определялась по средней стоимости по г. Томску; стоимость электроэнергии - 5,8 руб. кВт*ч – для юр лиц; стоимость интернета – 360 руб. в месяц.
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	Учитываются следующие нормы и нормативы оплат труда: 30 % премии - за отсутствие недостатков в работе, 1,3 районный коэффициент
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	Общая система налогообложения с учетом льгот для образовательных учреждений: 27,1% - отчисления во внебюджетные фонды
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	1.Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования; 2.Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований; 3.Определение возможных альтернатив проведения научных исследований, отвечающих современным требованиям в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения.
2. Планирование и формирование бюджета научных исследований	Бюджет научно – технического исследования (НТИ) 1. Структура работ в рамках научного исследования. 2. Определение трудоемкости выполнения работ. 3. Разработка графика проведения научного исследования. 4. Бюджет научно-технического исследования. 5. Основная заработная плата исполнительской темы. 6. Дополнительная заработная плата исполнительской темы. 7. Отчисление во внебюджетные фонды. 8. Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта.
3. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	1. Расчет интегрального показателя финансовой эффективности разработки 2. Расчет интегральных показателей ресурсоэффективности вариантов

	исполнения объектов исследования
Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):	
1. Оценка конкурентоспособности технических решений; 2. Матрица SWOT; 3. Определение возможных альтернатив проведения научных исследований; 4. Альтернативы проведения НИ; 5. График проведения и бюджет НИ.	

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
---	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор ОСГН ШБИП ТПУ	Трубникова Н.В.	д.и.н.доц.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-4E41	Иванов Айсен Владимирович		

4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

4.1. Потенциальные потребители результатов исследования

Целью дипломного проекта является внедрение детандер-генератора на газораспределительной станции. Это энергетические, утилизационные турбодетандерные установки, предназначенные для выработки электроэнергии путем использования энергии избыточного давления природного газа на узлах его редуцирования - газораспределительных станциях, газораспределительных пунктах газотранспортных систем, ТЭЦ, металлургических, химических комбинатах и на других крупных потребителях газа.

Основным рынком для данной разработки являются нефтегазовые предприятия. Установки могут быть востребованы на газораспределительных станциях, нефтегазоносных месторождениях и станциях сжижения газа, а также других предприятиях, где технологический процесс снижения давления является неотъемлемой частью производства.

Таблица 4 Исследование

		Вид исследования		
		Технико-экономическое обоснование	Анализ работ	Внедрение детандер-генератора
Размер компании	Крупные			
	Средние			
	Мелкие			

 - ПАО «Газпром»  - ПАО «НОВАТЭК»

 - «Сахалинская нефтяная кампания»

Комплектно поставляемые детандер-генераторы имеют современные системы автоматического управления и весь комплекс необходимых защит, обеспечивающих безопасность эксплуатации установок.

4.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

Детальный анализ конкурирующих установок, существующих на рынке, необходимо проводить систематически, поскольку рынки пребывают в постоянном движении. Такой анализ помогает вносить коррективы в научное исследование, чтобы успешнее противостоять своим соперникам. Важно реалистично оценить сильные и слабые стороны разработок конкурентов.

Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения позволяет провести оценку сравнительной эффективности научной разработки и определить направления для ее будущего повышения. Целесообразно проводить данный анализ с помощью оценочной карты (таблица 5.2).

Таблица 4.1 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентоспособность		
		Б _ф	Б _{к1}	Б _{к2}	К _ф	К _{к1}	К _{к2}
1	2	3	4	5	6	7	8
Технические критерии оценки ресурсоэффективности							
1.Повышение производительности труда пользователя	0,09	2	2	2	0,18	0,18	0,18
2. Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,17	2	1	2	0,34	0,17	0,34
3. Помехоустойчивость	0,01	2	1	4	0,02	0,01	0,04
4. Энергоэкономичность	0,1	3	2	5	0,3	0,2	0,05
5. Надежность	0,1	4	3	3	0,4	0,3	0,3
6. Уровень шума	0,06	2	2	4	0,12	0,12	0,24
7. Безопасность	0,1	4	3	5	0,4	0,3	0,5
8. Простота эксплуатации	0,05	4	4	5	0,2	0,2	0,25
Экономические критерии оценки эффективности							
1.Конкурентоспособность продукта	0,02	3	2	4	0,06	0,04	0,08
2.Уровень проникновения на рынок	0,02	1	1	2	0,02	0,02	0,04
3. Цена	0,08	3	3	1	0,24	0,24	0,08

4.Предполагаемый срок эксплуатации	0,2	4	3	2	0,8	0,6	0,4
Итого	1	34	27	39	3,08	2,38	2,5

B_{Φ} – Применение детандер-генератора;

B_{k1} – Установка с обычным расходом электроэнергии без применения новых технологий;

B_{k2} – Применение иных видов установок.

По таблице 4.1 видно, что наиболее эффективно использовать детандер-генератор, такая установка относится к классу возобновляемых источников энергии.

1. Конкурент 1 – установка с обычным расходом электроэнергии без применения новых технологий.

$$K_1 = \frac{B_{\Phi}}{B_{k1}} = \frac{34}{27} = 1,25; \quad (5.1)$$

2. Конкурент 2 – применение других видов установок.

$$K_2 = \frac{B_2}{B_{k1}} = \frac{39}{27} = 1,44 \quad (5.2)$$

В каждом случае предприятие признано конкурентоспособным, т.к. $K > 1$.

4.3 SWOT – анализ

SWOT – Strengths (сильные стороны), Weaknesses (слабые стороны), Opportunities (возможности) и Threats (угрозы) – представляет собой комплексный анализ научно-исследовательского проекта. SWOT-анализ применяют для исследования внешней и внутренней среды проекта.

Результаты SWOT-анализа представлять в табличной форме (таблице 4.2). Таблица 4.2 – SWOT анализ

Таблица 4.2 – Матрица SWOT

	Сильные стороны научно-исследовательского проекта: С1: Надежность установки;	Слабые стороны научно-исследовательского проекта: Сл1: Большой срок поставки
--	--	--

	С2 Удельная стоимость потенциальной мощности, создаваемой этими установками, примерно в 3 раза ниже, чем при создании аналогичных мощностей традиционными газовыми или паровыми турбинами; С3: Затраты тепла на 1 кВт вырабатываемой электрической мощности в 2-3 раза ниже теплотрат в паро- и газотурбинных установках; С4 При эксплуатации детандер-генераторов полностью отсутствуют твердые выбросы, выбросы окислов азота и серы в атмосферу и сброс технических вод.	установки; Сл2: Длительный срок окупаемости; Сл3: Внутренние производственные проблемы; Сл4: Отставание в области исследования и разработок.
Возможности: В1: Увеличение экономической эффективности; В2: Снижение затрат на топливо; В3: Снижение потребности в закупаемой электроэнергии	Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Сильные стороны и возможности»: В1С1 – Надежность установки способствует увеличению экономической эффективности. В2С3 – При применении установки снижаются затраты на топливо	Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Слабые стороны и возможности»: В1Сл1 – использовать надежного поставщика установки.
Угрозы: У1: Снижение бюджета на разработку; У2: Высокая конкуренция в данной отрасли.	Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Сильные стороны и угрозы»: У1С4 – заключение договоров с контрагентами ТПУ.	Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Слабые стороны и угрозы»: У1Сл2 – увеличить срок службы за счет использования новых материалов

4.4 Планирование научно-исследовательских работ

4.5 Структура работ в рамках научного исследования

Планирование комплекса предполагаемых работ осуществляется в следующем порядке:

- определение структуры работ в рамках научного исследования;
- определение участников каждой работы;
- установление продолжительности работ;
- построение графика проведения научных исследований.

Для выполнения научных исследований формируется рабочая группа, в состав которой могут входить научные сотрудники и преподаватели, инженеры, техники и лаборанты, численность групп может варьироваться. По каждому виду запланированных работ устанавливается соответствующая должность исполнителей.

В данном разделе составлен перечень этапов и работ в рамках проведения научного исследования и произведено распределение исполнителей по видам работ. Порядок составления этапов и работ, распределение исполнителей по данным видам работ приведен в таблице 4.3

Таблица 4.3 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Руководитель Студент
Выбор направления исследований	2	Выбор направления исследований	Руководитель
	3	Подбор и изучение материалов по теме	Студент
	4	Календарное планирование работ по теме	Руководитель Студент
Теоретические и экспериментальные исследования	5	Поиск нужных технических документов для проведения расчетов по установке центробежных насосов	Студент
	6	Проведение расчетов по подбору и установке центробежного насоса	Студент
Обобщение и оценка результатов	7	Оценка эффективности полученных результатов	Руководитель Студент
	8	Определение целесообразности проведения	Руководитель Студент
Оформление отчета	9	Оформление отчета	Студент

Определение трудоемкости выполнения работ

Для построения линейного графика необходимо рассчитать длительность этапов в рабочих днях, а затем перевести в календарные дни. Расчет продолжительности выполнения каждого этапа в рабочих днях выполняется по формуле:

$$t_{\text{ож}i} = \frac{3t_{\text{min}i} + 2t_{\text{max}i}}{5} \quad (3)$$

$t_{\text{ож}i}$ - ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел.-дн.;

$t_{\text{min}i}$ - минимальная возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы трудоемкость работ, чел/дн.,

$t_{\text{max}i}$ - максимально возможная трудоемкость выполнения заданной i - ой работы.

Все выполненные расчеты приведены в таблице 4.4

Из расчета ожидаемой трудоемкости работ, определим продолжительность каждой работы в рабочих днях T_{pi} учитывая параллельность выполнения работ несколькими исполнителями:

Исходя из ожидаемой трудоемкости работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях T_p , учитывающая параллельность выполнения работ несколькими исполнителями. Такое вычисление необходимо для обоснованного расчета заработной платы, так как удельный вес зарплаты в общей сметной стоимости научных исследований составляет около 65 %.

$$T_{pi} = \frac{t_{\text{ож}i}}{Ч_i} \quad (4)$$

T_{pi} - продолжительность одной работы, раб. дн.;

$Ч_i$ - численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, чел;

$t_{\text{ож}i}$ - ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел.-дн.;

Все рассчитанные значения сведены в таблице 5.10.

Разработка графика проведения научного исследования

Для удобства построения графика, длительность каждого из этапов работ из рабочих дней следует перевести в календарные дни. Для этого необходимо воспользоваться следующей формулой:

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot k_{\text{кал}} \quad (5)$$

T_{ki} - продолжительность выполнения этапа в рабочих днях,

T_{pi} - продолжительность выполнения этапа в календарных днях,

$k_{\text{кал}}$ - коэффициент календарности.

Коэффициент календарности рассчитывается по формуле:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}} \quad (6)$$

$T_{\text{кал}}$ - календарные дни ($T_{\text{кал}} = 365$)

$T_{\text{пр}}$ - праздничные дни ($T_{\text{пр}} = 14$)

$T_{\text{вых}}$ - выходные дни ($T_{\text{вых}} = 104$)

$$k_{\text{кал}} = \frac{365}{365 - 104 - 14} = 1,478$$

Все расчеты выполнены, подсчитаны и приведены в таблице 4.4

Таблица 4.4 – Временные показатели проведения научного исследования

№ работы	Трудоемкость работ						Исполнители	T _{pi}	T _{ki}
	t _{min} чел - дни		t _{max} чел - дни		t _{ожи} чел -дни			C+P	C+P
	С	Р	С	Р	С	Р			
1	2	1	3	2	2,4	1,4	Руководитель Студент	1,9	2,81
2	5	2	7	3	5,8	1,4	Руководитель Студент	3,6	5,33
3	6	0	10	0	7,6	0	Студент	7,6	11,3
4	5	3	7	2	5,8	2,4	Руководитель Студент	4,1	6,06
5	10	0	14	0	11,6	0	Студент	11,6	17,2

6	7	0	10	0	8,2	0	Студент	8,2	12,1
7	8	6	12	9	9,6	7,2	Руководит. Студент	8,4	12,4
8	5	4	10	7	7	5,2	Руководит. Студент	6,1	9,01
9	7	0	10	0	8,2	0	Студент	8,2	12,12
Итого	55	17	82	23	66,2	39,2		59,7	88,33

На основании таблицы 4.4 построим диаграмму Ганта (таблица 4.5), представляющую из себя ленточный график, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения работ.

Таблица 4.5 – Календарный план график проведения НИОКР по теме

№	Вид работ	исполнители	T _{кi} кал. дней	Продолжительность выполнения работ														
				Январь			Февраль			Март			Апрель			Май		
				2	3		1	2	3	1	2	3	1	2	3	2	3	
1	Составление ТЗ	Руководит.	2	■														
2	Выбор направления	Руководит.	6		■													
3	Подбор и изучение материалов по теме	Студент	12					■										
4	Планирование работ	Руководит. Студент	7						■ □									
5	Поиск нужных технических документов для проведения расчета	Студент	18								■							
6	Проведение расчетов	Студент	13									■						
7	Оценка результатов	Руководит. Студент	13										■ □					
8	Пояснительная записка	Руководит. Студент	23												■ □			

■ - Студент, ■ - Руководитель ■ □ - Руководитель – студент

Бюджет научно-технического исследования (НТИ)

Расход материальных затрат

В состав бюджета выполнения работ по научно-технической работе включает вся себя стоимость всех расходов, необходимых для их выполнения. При формировании бюджета используется группировка затрат по следующим статьям:

- основная заработная плата исполнителей темы;
- дополнительная заработная плата исполнителей темы;
- отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления);
- накладные расходы.

Расчет материальных затрат осуществляется по следующей формуле:

$$З_{\text{м}} = (1 + \kappa_{\text{т}}) \cdot \sum_{i=1}^m \Pi_i \cdot N_{\text{расх}i} \quad (7)$$

Где m - количество видов материальных ресурсов, потребляемых при выполнении научного исследования;

$N_{\text{расх}i}$ - количество материальных ресурсов i -го вида, планируемых к использованию при выполнении научного исследования (шт., кг, м, м² и т.д.),

Π_i - цена приобретения единицы i -го вида потребляемых материальных ресурсов (руб./шт., руб./кг, руб./м, руб./м² и т.д.),

$\kappa_{\text{т}}$ - коэффициент, учитывающий транспортно-заготовительные расходы.

Транспортные расходы примем в размере 10% от стоимости материалов.

Для разработки проекта расчета и подбора необходимы следующие материальные ресурсы: мышь, принтер, бумага, канцелярские принадлежности.

Материальные затраты рассчитаны в таблице 4.6

Таблица 4.6 – Материальные затраты

Наимен.	Ед. из.	Количество	Цена за ед., руб.	Затраты на материалы, $З_{\text{м}}$ тыс. руб
---------	---------	------------	-------------------	---

		Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 1	Исп 2	Исп 3
ЦНС 300-650	шт	1	1	1	500000	510000	550000	500000	510000	550000
Итого								500000	510000	550000

Основная заработная плата исполнителей темы

По данной статье расходов планируется и учитывается основная заработная плата исполнителей, непосредственно участвующих в разработке проекта расчета и подбора:

Таблица 4.7 – Расчет основной заработной платы

№	Наименование этапов	Исполнители по категориям	Трудоемкость, чел.- дн.			Заработная плата, приходящаяся на один чел.- дн., тыс. руб.	Всего заработная плата по тарифу, тыс. руб.		
			Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3		Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3
1	Разработка технического задания	Руководитель	14	14	14	3253,4	45547,6		
2	Выбор направления исследований	Руководитель, студент	12	12	12	4269,2	51230,4		
3	Теоретические и экспериментальные исследования	Студент	15	15	15	1015,8	15237		
4	Оценка результатов	Руководитель, студент	23	23	23	4269,2	98191,6		
5	Составление пояснительной записки	Студент	11	11	11	1015,8	11173,8		
Итого							221380,4		

$$З_{\pi} = З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}} \quad (8)$$

Руководитель $З_{\pi} = 81335 + 12200,25 = 93535,25$ рублей

Студент $З_{\pi} = 60948 + 9142 = 70090,2$ рублей

$З_{\text{осн}}$ – основная заработная плата;

$З_{\text{доп}}$ – дополнительная заработная плата (12-20 % от $З_{\text{осн}}$)

Основная заработная плата ($Z_{\text{осн}}$) руководителя (лаборанта, инженера) от предприятия (при наличии руководителя от предприятия) рассчитывается по следующей формуле:

$$Z_{\text{осн}} = Z_{\text{дн}} \cdot T_p \quad (9)$$

Основная заработная плата руководителя

$$Z_{\text{осн}} = 3253,4 \cdot 25 = 81335 \text{ рублей}$$

Основная заработная плата студента

$$Z_{\text{осн}} = 1015,8 \cdot 60 = 60948 \text{ рублей}$$

T_p - продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн.;

$Z_{\text{дн}}$ - среднедневная заработная плата работника, руб.

$$Z_{\text{дн}} = \frac{Z_m \cdot M}{F_d} \quad (10)$$

Среднедневная заработная плата руководителя в рублях.

$$Z_{\text{дн}} = \frac{58500 \cdot 10,4}{187} = 3253,4 \text{ руб.}$$

Среднедневная заработная плата студента в рублях.

$$Z_{\text{дн}} = \frac{15600 \cdot 11,2}{172} = 1015,8 \text{ руб.}$$

Z_m – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года: при отпуске в 24 раб. дня $M = 11,2$ месяца, 5-дневная неделя; при отпуске в 48 раб. дней $M = 10,4$ месяца, 6-дневная неделя;

F_d – действительный годовой фонд рабочего времени научно- технического персонала, раб. дн.

Таблица 4.8 – Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Студент
Календарное число дней	365	365

Количество нерабочих дней: - выходные - праздничные	118	118
Потери рабочего времени: - отпуск - невыходы по болезни	60	75
Действительный годовой фонд рабочего времени	187	172

Месячный должностной оклад работника:

$$З_{\text{м}} = З_{\text{тс}} \cdot (1 + k_{\text{пр}} + k_{\text{д}}) \cdot k_{\text{р}} \quad (11)$$

$З_{\text{тс}} = 30000 \cdot (1 + 0,2 + 0,3) \cdot 1,3 = 58500$ руб. зарплата руководителя;

$З_{\text{тс}} = 12000 \cdot 1,3 = 15600$ руб. зарплата студента.

$З_{\text{тс}}$ - заработная плата по тарифной ставке, руб.;

$k_{\text{д}}$ – коэффициент доплат и надбавок составляет примерно 0,2 - 0,5 (в НИИ и на промышленных предприятиях – за расширение сфер обслуживания, за профессиональное мастерство, за вредные условия: 15- 20 % от $З_{\text{тс}}$);

$k_{\text{пр}}$ – премиальный коэффициент, равный 0,2 (т.е. 20% от $З_{\text{тс}}$);

$k_{\text{р}}$ – районный коэффициент, равный 1,3 (для Томска).

Тарифная заработная плата $З_{\text{тс}}$ находится из произведения тарифной ставки работника 1-го разряда $Tci = 600$ руб. на тарифный коэффициент $k_{\text{т}}$ и учитывается по единой для бюджетной организации тарифной сетке. Для предприятий, не относящихся к бюджетной сфере, тарифная заработная плата (оклад) рассчитывается по тарифной сетке, принятой на данном предприятии.

За основу оклада берется ставка работника ТПУ, согласно занимаемой должности.

Оклад руководителя 30000 тысяч рублей, ассистента 12000 тысяч рублей.

Таблица 4.9 – Расчет основной заработной платы

Исполнители	$З_{\text{тс}}$	$K_{\text{р}}$	$K_{\text{пр}}$	$K_{\text{д}}$	$З_{\text{м}}$	$З_{\text{дн}}$	$T_{\text{р}}$	$З_{\text{осн}}$
Руководитель	30000	1,3	0,2	0,3	58500	3253,4	25	81335
Студент	12000	1,3	0	0	15600	1015,8	60	60948

	Итого	142283
--	-------	--------

Дополнительная заработная плата исполнителей темы

Расчет дополнительной заработной платы ведется по следующей формуле:

$$З_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot З_{\text{осн}} \quad (12)$$

$k_{\text{доп}}$ – коэффициент дополнительной заработной платы (на стадии проектирования принимается равным 0,12 - 0,15).

$$З_{\text{доп}} = 0,15 \cdot 81335 = 12200,25 \text{ для руководителя}$$

$$З_{\text{доп}} = 0,15 \cdot 60948 = 9142,2 \text{ для студента}$$

Итого: $12200,25 + 9142,2 = 21342,45$ общая дополнительная заработная плата

Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)

В данной статье расходов отражаются обязательные отчисления по установленным законодательством Российской Федерации нормам органам государственного социального страхования (ФСС), пенсионного фонда (ПФ) и медицинского страхования (ФФОМС) от затрат на оплату труда работников.

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$З_{\text{неб}} = k_{\text{неб}} \cdot (З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}}) \quad (13)$$

$$З_{\text{неб}} = 0,271 \cdot (142283 + 21342,45) = 44342,4 \text{ рублей}$$

Коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.). На 2014 г. в соответствии с Федеральным законом от 24.07.2009 №212-ФЗ установлен размер страховых взносов равный 30%. На основании пункта 1 ст.58 закона №212-ФЗ для учреждений, осуществляющих образовательную и научную деятельность, в 2014 году водится пониженная ставка – 27,1%.

Таблица 4.1.0 – Отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата, руб.			Дополнительная заработная плата, руб.		
	Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 1	Исп 2	Исп 3

Руководитель	81335	81335	81335	12200,25	12200,25	12200,25
Студент	60948	60948	60948	9142,2	9142,2	9142,2
Отчисления во внебюджетные фонды	44342,4					
Итого						
Исполнение 1	223526					
Исполнение 2	223526					
Исполнение 3	223526					

Накладные расходы

Величина накладных расходов определяется по формуле:

$$З_{\text{накл}} = (\text{сумма статей } 1 \div 7) \cdot \kappa_{\text{нр}}$$

$\kappa_{\text{нр}}$ – коэффициент, учитывающий накладные расходы (принимается равным 16%).

$$З_{\text{накл}}(1) = (500000 + 142283 + 21342,45 + 44342,4) \cdot 0,16 = 113274 \text{ руб};$$

$$З_{\text{накл}}(2) = (510000 + 142283 + 21342,45 + 44342,4) \cdot 0,16 = 114874 \text{ руб};$$

$$З_{\text{накл}}(3) = (550000 + 142283 + 21342,45 + 44342,4) \cdot 0,16 = 124689 \text{ руб};$$

Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

Рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы является основой для формирования бюджета затрат проекта. Определение бюджета затрат на научно-исследовательский проект приведено в таблице 4.1.1

Таблица 4.1.1 – Расчет бюджета затрат НТИ

Наименование статьи	Сумма, руб. (исполнение 1)	Сумма, руб. (исполнение 2)	Сумма, руб. (исполнение 3)	Примечание
Материальные затраты	500000	510000	550000	
Основная заработная плата	142283	142283	142283	
Дополнительная заработная плата	21342,45	21342,45	21342,45	
Отчисления во внебюджетные фонды	44342,4	44342,4	44342,4	
Накладные расходы	129274,8	130871,8	137274,8	16%
Бюджет НТИ	83724242,6	838839,6	845242,6	

Бюджет затрат НТИ по первому составит 837242,6 рублей, что ниже затрат по второму и третьему варианту. Наибольшие затраты приходятся на приобретение оборудования.

4.6 Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования

Определение эффективности происходит на основе расчета интегрального показателя эффективности научного исследования. Его нахождение связано с определением двух средневзвешенных величин: финансовой эффективности и ресурсоэффективности. Интегральный показатель финансовой эффективности научного исследования получают в ходе оценки бюджета затрат трех (или более) вариантов исполнения научного исследования.

Для этого наибольший интегральный показатель реализации технической задачи принимается за базу расчета (как знаменатель), с которым соотносятся финансовые значения по всем вариантам исполнения.

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп.}i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}} \quad (13)$$

$I_{\text{финр}}^{\text{исп.}i}$ - интегральный финансовый показатель разработки;

Φ_{pi} - стоимость i-го варианта исполнения;

Φ_{max} - максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта (в т.ч. аналоги).

Для варианта исполнения имеем:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп.}i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{837242,6}{900000} = 0,93$$

Полученная величина интегрального финансового показателя разработки отражает соответствующее численное увеличение бюджета затрат разработки в размах (значение больше единицы), либо соответствующее

численное удешевление стоимости разработки в размах (значение меньше единицы, но больше нуля).

Интегральный показатель ресурсоэффективности вариантов исполнения объекта исследования можно определить следующим образом:

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i \quad (14)$$

I_{pi} - интегральный показатель ресурсоэффективности;

b_i - балльная оценка разработки, устанавливается экспертным путем по выбранной шкале оценивания.

$\sum a_i$ - весовой коэффициент разработки;

Таблица 4.1.2 – Сравнительная оценка характеристик проекта

Критерии	Весовой коэффициент	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1. Способствуют росту производительности труда пользователя	0,2	5	3	4
2. Удобство в эксплуатации (соответствует требованиям потребителей)	0,2	4	2	3
3. Помехоустойчивость	0,1	5	3	3
4. Энергосбережение	0,2	4	3	3
5. Надежность	0,1	4	4	4
6. Материалоёмкость	0,2	4	4	4
Итого:	1	27	22	20

Рассчитываем показатель ресурсоэффективности:

$$I_{p-ucn1} = 0,2 \cdot 5 + 0,2 \cdot 4 + 0,1 \cdot 5 + 0,2 \cdot 4 + 0,1 \cdot 4 + 0,2 \cdot 4 = 4,5;$$

$$I_{p-ucn2} = 0,2 \cdot 3 + 0,2 \cdot 2 + 0,1 \cdot 3 + 0,2 \cdot 3 + 0,1 \cdot 4 + 0,2 \cdot 4 = 3,7;$$

$$I_{p-ucn3} = 0,2 \cdot 4 + 0,2 \cdot 3 + 0,1 \cdot 3 + 0,2 \cdot 3 + 0,1 \cdot 4 + 0,2 \cdot 4 = 3,3;$$

Интегральный показатель эффективности вариантов исполнения разработки (I_{ucni}) определяется на основании интегрального показателя ресурсоэффективности и интегрального финансового показателя по формуле:

$$I_{ucn i} = \frac{I_{p-ucn i}}{I_{финр i}} \quad (15)$$

$$I_{\text{уcn1}} = \frac{I_{\text{р-уcn1}}}{I_{\text{финр}}^{\text{уcn1}}} = \frac{4,5}{0,937} = 4,80$$

$$I_{\text{уcn2}} = \frac{I_{\text{р-уcn2}}}{I_{\text{финр}}^{\text{уcn2}}} = \frac{3,7}{0,937} = 3,94$$

$$I_{\text{уcn3}} = \frac{I_{\text{р-уcn3}}}{I_{\text{финр}}^{\text{уcn3}}} = \frac{3,3}{0,937} = 3,52$$

Сравнение интегрального показателя эффективности вариантов исполнения разработки позволит определить сравнительную эффективность проекта и выбрать наиболее целесообразный вариант из предложенных. Сравнительная эффективность проекта ($\mathcal{E}_{\text{cp}}$)

$$\mathcal{E}_{\text{cp}} = \frac{I_{\text{проект}}}{I_{\text{уcn } i}} \quad (16)$$

$$\mathcal{E}_{\text{cp}} = \frac{I_{\text{проект}}}{I_{\text{уcn1}}} = \frac{4,80}{3,3} = 1,45$$

$$\mathcal{E}_{\text{cp}} = \frac{I_{\text{проект}}}{I_{\text{уcn2}}} = \frac{3,94}{3,3} = 1,19$$

$$\mathcal{E}_{\text{cp}} = \frac{I_{\text{проект}}}{I_{\text{уcn3}}} = \frac{3,52}{3,3} = 1,06$$

Таблица 4.1.3 – Сравнительная эффективность разработки

№ п/п	Показатели	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,937	0,937	0,937
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4,5	3,7	3,3
3	Интегральный показатель эффективности	4,80	3,94	3,52
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	1,45	1,19	1,06

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
3-4E41	Иванов Айсен Владимирович

Школа	ИШПР	Отделение	ОНД
Уровень образования	Бакалавриат	Направление	15.03.02 «Технологические машины и оборудования нефтяных и газовых промыслов»

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Описание рабочего места (рабочей зоны, технологического процесса, механического оборудования) на предмет возникновения: – вредных проявлений факторов производственной среды (метеоусловия, вредные вещества, освещение, шумы, вибрации, электромагнитные поля, ионизирующие излучения) – опасных проявлений факторов производственной среды (механической природы, термического характера, электрической, пожарной и взрывной природы) – негативного воздействия на окружающую природную среду (атмосферу, гидросферу, литосферу) чрезвычайных ситуаций (техногенного, стихийного, экологического и социального характера)	1. Описание рабочего места, технологического процесса и механического оборудования: Площадка обслуживания газораспределительной станции. Процесс работы заключается в обслуживании и ремонте газораспределительной станции. В разделе рассмотрены: – основные вредные и опасные факторы, возникающие в процессе производства работ; – негативные воздействия на окружающую среду; – чрезвычайные ситуации (техногенного и экологического характера)
2. Перечень законодательных и нормативных документов по теме	-ГОСТ 12.1.005-88 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны (с Изменением N 1) -ГОСТ Р 12.3.047-2012 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Пожарная безопасность технологических процессов. Общие требования. Методы контроля -ГОСТ 17.2.1.04-77 Охрана природы. Атмосфера. Источники и метеорологические факторы загрязнения, промышленные выбросы. Термины и определения. -ГОСТ Р 12.3.050-2017 Система стандартов безопасности труда. Строительство. Работы на высоте. Правила безопасности -ГОСТ Р 55709-2013 Освещение рабочих мест вне зданий. Нормы и методы измерений -ГОСТ 12.1.038-82 Система стандартов

	безопасности труда (ССБТ). Электробезопасность. Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов (с Изменением N 1) -приказом Минтруда России от 15 ноября 2018 года N 704н (Официальный интернет-портал правовой информации www.pravo.gov.ru, 14.01.2019, N 0001201901140032). -ГОСТ 12.1.004-91 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Пожарная безопасность. Общие требования (с Изменением N 1) -Инструкция о мерах пожарной безопасности. ИПБ - 001-2016 -ГОСТ 17.2.3.02-78. Охрана природы. Атмосфера. Правила установления предельно допустимых выбросов вредных веществ промышленными предприятиями. - М.: Изд-во стандартов, 1978. -ВРД 39-1.10-005-2000 «Положение по технической эксплуатации газораспределительных станций магистральных газопроводов» -ГОСТ 12.1.038-82 ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ СОЮЗА ССР Система стандартов безопасности труда ЭЛЕКТРОБЕЗОПАСНОСТЬ Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов -СТО 34.01-30.1-001-2016 ПОРЯДОК ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛЕКТРОЗАЩИТНЫХ СРЕДСТВ В ЭЛЕКТРОСЕТЕВОМ КОМПЛЕКСЕ ПАО «РОССЕТИ». ТРЕБОВАНИЯ К ЭКСПЛУАТАЦИИ И ИСПЫТАНИЯМ
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности: – физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой; – действие фактора на организм человека; – приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ); – предлагаемые средства защиты; – (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства).	1. Проанализировать вредные факторы: – физико-химическая природа вредности факторов (чрезмерное загрязнение воздушной среды в зоне дыхания; вредные производственные факторы, связанные с аномальными микроклиматическими параметрами воздушной среды; недостаточная освещенность рабочей зоны; ультрафиолетовое излучение.); – предлагаемые средства защиты;
2. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности – механические опасности (источники, средства защиты); – термические опасности (источники, средства защиты);	2. Проанализировать опасные факторы: – падение с высоты; – воспламенение газовой среды, взрыв, пожар; – высокое напряжение, электротравма, смерть; – оборудование и трубопроводы, работающие под давлением.

– электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, молниезащита – источники, средства защиты); – пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения)	
3. Охрана окружающей среды: – защита селитебной зоны – анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); – анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); – анализ воздействия объекта на литосферу (отходы); – разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.	3. Охрана окружающей среды: – проанализировать воздействие объекта на атмосферу; – проанализировать воздействие объекта на гидросферу; – проанализировать воздействие объекта на литосферу; – разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.
4. Защита в чрезвычайных ситуациях: – перечень возможных ЧС на объекте; – выбор наиболее типичной ЧС; – разработка превентивных мер по предупреждению ЧС; – разработка мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС; – разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий	4. Защита в чрезвычайных ситуациях: – проанализировать перечень возможных ЧС при разработке и эксплуатации проектируемого решения; – выбрать наиболее типичные ЧС; – разработать превентивные меры по предупреждению ЧС; – разработать действия в результате возникшей ЧС и меры по ликвидации её последствий.
5. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: – специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	5. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: – специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Черемискина М.С			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-4Е41	Иванов Айсен Владимирович		

5 Социальная ответственность

Аварии при эксплуатации газораспределительной станции являются опасными происшествиями, которые связываются с выбросами и (или) разливами под давлениями опасных химических пожар взрывоопасных или нейтральных веществ (жидких, газообразных или многофазных), приводящие к возникновению техногенных чрезвычайных ситуаций и наносят ущерб человеку, объектам техно сферы и окружающей среде. Аварийное предельное состояние газораспределительной станции соответствует полному его отказу из-за чрезмерных нагрузок и (или) локального повреждения с потерей целостности резервуара и газопровода (утечка, разрыв). Эти последствия приводят к загрязнению окружающей среды и возникновению ЧС. В данном разделе будут рассмотрены основные источники загрязнения и возникновения ЧС, а также методы по устранению их последствий.

5.1 Производственная безопасность

Рассмотрим основные элементы производственного процесса, формирующие опасные и вредные факторы при капитальном ремонте газораспределительной станции (Таблица 25)

Таблица 25 – Основные элементы производственного процесса, формирующие опасные и вредные факторы

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ						нормативные документы
	Движение транспорта и спецтехники (до места работы и обратно)	Земляные работы	Очистка наружной поверхности	Изоляционные работы	Укладочные работы	Контроль качества ремонтных работ и материалов	

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ						нормативные документы
	Движение транспорта и спецтехники (до места работы и обратно)	Земляные работы	Очистка наружной поверхности	Изоляционные работы	Укладочные работы	Контроль качества ремонтных работ и материалов	
Чрезмерное загрязнение воздушной среды в зоне дыхания	+	-	+	+	-	+	ГОСТ 12.1.005-88 [1]; ИОТВ 40-17 версия 3.00 [9]; ГОСТ 17.2.1.04-77 [3]
Падение с высоты	-	+	+	-	+	+	ГОСТ Р 12.3.050-2017 [4]
Недостаточная освещенность рабочей зоны	-	+	+	+	+	+	ГОСТ Р 55709-2013 [5]
Высокое напряжение. Электротравма, смерть.	-	-	+	-	-	+	ГОСТ 12.1.038-82 [6] Приказ Минтруда и соцзащиты РФ № 328н от 24.07.2013г. [7]
Воспламенение газовоздушной среды, взрыв, пожар	-	+	+	+	+	-	ГОСТ 12.1.004-91 [8]

Анализ выявленных вредных факторов проектируемой произведённой среды

Чрезмерное загрязнение воздушной среды в зоне дыхания

Источник возникновения: Работы по опорожнению рабочей полости, а также работа дизельных двигателей рабочей техники, опасны высокой концентрацией в воздухе рабочей зоны опасных и токсичных веществ.

Воздействие фактора на организм человека:

Объект отнесен к категории ОПО по признаку обращения следующих ОВ: газовый конденсат, одорант, природный газ. Сведения об ОВ представлены в Таблице 26.

Таблица 26 – Сведения об обращающихся опасных веществах

№ п/п	Наименование опасного вещества	Степень опасности и характер воздействия вещества на организм человека
1	2	3
1	Природный газ	По степени воздействия на организм человека относится к IV классу опасности [2]. Продукты сгорания газа представляют собой потенциальную угрозу нормальному функционированию человеческого организма на физиологическом уровне
2	Одорант- этил меркаптан	По степени воздействия на организм человека относится к III классу опасности [2]. Воздействие на людей: при концентрации 0,001 – 0,002 мг/л и вдыхании в течение 5 мин работоспособность нарушается, но при многодневном повторении воздействия восстанавливается. В ничтожных концентрациях пары вызывают рефлекторную тошноту и головную боль вследствие отвратительного запаха. В более высоких концентрациях влияют на центральную нервную систему. Обладает наркотическим эффектом, характеризующимся особой мышечной скованностью.

Допустимые нормы: предельно допустимые концентрации различных вредных веществ, представлены в таблице 27

Таблица 27 – Предельно допустимые концентрации вредных веществ в воздухе рабочей зоны [1]

Наименование вещества	ПДК, мг/м ³	Класс опасности
Метан	7000 мг/м ³ .	III
Одорант -Этил меркаптан (C ₂ H ₅ SH)	9x10-6мг/м ³ .	III
Сероводород H ₂ S	10	II
Сероводород в смеси с углеводородами	3	III

Предлагаемые средства защиты: К средствам коллективной защиты использовать специально отведенные помещения и системы вентиляции. Основным средством индивидуальной защиты является ПДУ-3 (портативное дыхательное устройство) и шланговый противогаз [11].

Мероприятия по снижению воздействия чрезмерного загрязнения воздушной среды на работников: Заблаговременное опорожнение и отключение всех возможных источников выброса вредных веществ в зону проведения работ.

Недостаточная освещенность рабочей зоны

Источник возникновения: Работы в позднее время суток или в пасмурную погоду, сопровождаются недостаточной освещённостью рабочей зоны.

Воздействие фактора на организм человека: При недостаточном освещении затрудняется производственный процесс, работники теряют достаточную видимость проводимых работ, что может привести к аварии и получению травм. Увеличивается утомляемость и нагрузка на зрение у работников.

Мероприятия по снижению воздействия негативного фактора: Использование светильников взрывозащищённом исполнении.

Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производённой среды

Падение с высоты

Источник возникновения фактора опасности и его воздействие на организм: при выполнении работ на газораспределительной станции возможно падение с высоты (Таблица 28).

Таблица 28 – Основные опасные производственные факторы при работе на высоте

№	Источник опасности	Возможное происшествие	Потенциальные последствия для жизни и здоровья работника
1	Работа на высоте относительно нижней отметки поверхности	Падение работника. Наличие выступающих предметов, об которые, тело пострадавшего могло удариться при падении.	Характер и тяжесть телесных повреждений. Инвалидность работника. Смертельный исход.
2	Работа на высоте с использованием инструментов, приспособлений	Падение предметов на работника	Характер и тяжесть телесных повреждений. Инвалидность работника. Смертельный исход.

Допустимые нормы: К работам на высоте относятся работы свыше 1,8 м и работы менее 1,8 м, если существует риск падения на оборудование и механизмы. Запрещается проводить любые работы на высоте, если сила ветра достигает 15 м/с, при грозе и тумане, а также при гололёде [7].

Предлагаемые средства защиты: средств индивидуальной и коллективной защиты (каска, перчатки очки, страховочные системы, сигнальные жилеты) [11].

Мероприятия по снижению воздействия негативного фактора: Лицо ответственное за безопасное проведение работ обязано обеспечить использование работниками инвентарных лесов, подмостей, устройств и средств подмащивания.

Воспламенение газовой среды, взрыв, пожар

Источник возникновения: Причиной возникновения пожара на практике считают непосредственное возникновение огня, т.е. источника зажигания. Действительно, в производственных условиях горючее вещество в виде газов, конденсатных паров и окислителя - кислорода воздуха есть всегда, но технологические процессы протекают нормально, без пожара. Пожар возникает при появлении источника зажигания.

Воздействие фактора на организм человека: Ожоги, травмы в результате взрыва, смерть.

Предлагаемые средства защиты: средств индивидуальной и коллективной защиты (каска, перчатки очки, газоанализаторы СГГ) [11].

Высокое напряжение. Электротравма

Источник возникновения: Установка подразумевает работу с источником постоянного тока, что несет в себе опасность поражения рабочего персонала электрическим током.

Воздействие фактора на организм человека: Поражение электрическим током относится к травмам с высоким процентом

смертельных исходов (более 30 %). Смерть может наступить как в момент самой травмы, так и спустя несколько часов и даже дней после неё.

Допустимые нормы: Напряжения прикосновения и токи, протекающие через тело человека при нормальном (неаварийном) режиме электроустановки, не должны превышать значений, указанных в таблице 29 [12].

Таблица 29 – Допустимые нормы напряжения прикосновения и токи, протекающие через тело человека при нормальном (неаварийном) режиме электроустановки (ГОСТ 12.1.038-82)

Род тока	U, В	I, мА
	Не более	
Переменный, 50 Гц	2,0	0,3
Переменный, 400 Гц	3,0	0,4
Постоянный	8,0	1,0

Предлагаемые средства защиты: (диэлектрические перчатки); специальная диэлектрическая обувь (диэлектрические болты, галоши); изолирующие покрытия и устройства (диэлектрические коврики, диэлектрические подставки) [13].

Мероприятия по снижению воздействия негативного фактора: Защитой от данного негативного фактора является соблюдение требований охраны труда и применение средств индивидуальной защиты. Источники электроэнергии должны быть изолированы, ограждены и обеспечены заземлением. Электрооборудование должно быть исправно [14].

5.2 Экологическая безопасность

Анализ воздействия на экологию и природоохранные меры представлены в таблице.

Таблица 30 – Неблагоприятные воздействия на окружающую среду и природоохранные мероприятия при обслуживании и эксплуатации газораспределительной станции.

Элементы	Негативные	Природоохранные мероприятия
----------	------------	-----------------------------

окружающей природной среды	воздействия на окружающую среду	
Атмосферу	- выбросы загрязняющих веществ при пусках установки, при продувке аппаратов, технологического оборудования; - залповые выбросы загрязняющих веществ при сбросах на свечи.	Мероприятия согласно ГОСТ 17.2.3.02-78.. [10] Планировочные мероприятия: - размещение объектов и предприятия на площадке таким образом, чтобы исключалось попадание дымовых отходов на селитебную зону; - рациональное расположение заслона между жилым районом и предприятием в виде горной гряды, леса и т.д.; - устройство санитарно-защитной зоны. Технологические мероприятия: - кооперацию проектируемого объекта с другими предприятиями с целью уменьшения количества "грязных производств" на предприятии; - использование более прогрессивной технологии по сравнению с применяющейся на других предприятиях для получения той же продукции; - увеличение единичной мощности агрегатов при одинаковой суммарной производительности; - применение рециркуляции дымовых газов; внедрение наиболее совершенной структуры газового баланса предприятия, обеспечивающей оптимизацию распределения топлива между технологическими агрегатами с целью уменьшения загрязнения атмосферного воздуха продуктами сгорания и т.п.
Литосфера	Загрязнение почвы нефтепродуктами,	Предусмотреть сбор отходов, места и условия их временного хранения, вывоз для утилизации,

	химреагентами и др	уничтожения, захоронения остатков нефтепродуктов, химреагентов, мусора, загрязненной земли согласно ГОСТ 17.2.3.02-78. [10]
Гидросфера	-разлив одоранта при заливке	- исключить размещения объектов и трубопроводов вблизи озер и рек. - обеспечить герметичность трубопроводов и емкостей при заливке одоранта

5.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

По сфере возникновения ЧС подразделяются на:

- техногенные;
- природные;
- экологические (загрязнения окружающей среды).

Наиболее характерными ЧС являются экологическое загрязнение окружающей среды и техногенное возгорание. В таблице 31 указаны виды возможных аварий, а также состав и действие оперативной бригады.

Таблица 31- Виды возможных аварий, а также состав и действие оперативной бригады

Вид аварии (нарушения)	Условия опасные для людей и окружающей	Действия персонала
Разрыв и трещины по основному металлу труб, по продольным и кольцевым сварным швам	Утечка газа, загазованность	Оперативная бригада находится в распоряжении ответственного руководителя, выполняет все его задания
		Отсечение поврежденного участка, согласно мероприятиям
		Помощь в установке заглушек для отсечения участка, затем поступает в распоряжение газоэлектросварщика.
		Проводит сварочные работы
Возгорание	Высокая температура, продукты горения	Находится в распоряжении ответственного руководителя, выполняет все его задания
		Отсечение поврежденного участка, согласно мероприятиям
		Приступают к ликвидации очага возгорания до прибытия караула ПЧ
		Ликвидирует очаг возгорания

5.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Нормативно-правовыми документами, обеспечивающими безопасную деятельность предприятий нефтегазовой промышленности является целый ряд законодательных актов, включающих в себя федеральные законы, указы Президента РФ, ГОСТы, СНиПы, а также отраслевые регламенты и руководящие документы и т.д.

Ответственность за несоблюдение требований охраны труда работниками, в пределах своих должностных обязанностей, несут все руководители участков и подразделений, начиная с мастера участка и заканчивая руководителем предприятия.

В целях обеспечения эффективной работы системы охраны труда на предприятиях законодательными актами устанавливаются:

- права и обязанности сторон в области охраны труда, на основании трудового договора;
- порядок подготовки и проверки знаний работников по охране труда;
- порядок расследования и учет несчастных случаев на производстве;
- порядок допуска и отстранения работника от работы;
- гарантия реализации права работников на охрану труда.

Работники, заключившие трудовой договор с предприятием, командированные на предприятие или прибывшие на учебу в первую очередь проходят вводный инструктаж, который проводится специалистом (инженером) по ОТ и ПБ или лицом, на которого приказом возложены такие обязанности.

Первичный инструктаж (инструктаж на рабочем месте) проводится непосредственным руководителем работ. В программу первичного инструктажа должны быть включены вопросы, содержащиеся в инструкции по ТБ и ОТ для данной специальности (должности, рабочего места), а также в иных нормативных актах по ОТ.

Повторный (периодический) инструктаж по ОТ, включающий освещение технологических особенностей работ, связанных с повышенной опасностью, проводятся с соответствующей категорией работников ежеквартально, с остальными – раз в полгода. Данный инструктаж может проводиться индивидуально или коллективно (в группе) с работниками одной специальности.

При проведении работ обслуживанию и ремонту газораспределительной станции, рабочий персонал сталкивается с большим количеством опасных и вредных факторов. Для всех факторов в данном разделе сформулированы меры по снижению их воздействия.

Также дан анализ возникновения ЧС экологического и техногенного характера. Для каждого вида ЧС определены действия персонала и меры, обеспечивающие безаварийную работу. Для сотрудников, производящих работы предусмотрены бесплатные средства индивидуальной защиты, обеспечены условия безаварийной работы. Также для работников предусмотрено страхование от причинения вреда, в результате аварии на территории объекта, оборудована зона отдыха и питания. Эксплуатирующая организация обеспечивает транспортировку персонала на опасный производственный объект.

Заключение

В данном дипломном проекте были рассмотрены основные технические характеристики, изучены природные и инженерно-строительные условия ГРС «Затон» г. Якутск. Исходя из этих условий была рассмотрена возможность использования турбодетандерной установки для выработки электроэнергии при утилизации энергии избыточного давления природного газа в ГРС «Затон» г.Якутск. На основании фактических данных по расходу газа на ГРС «Затон» г. Якутск и при разработке дипломного проекта определено следующее: применен пункт редуцирования газа ГРС. По результатам проведенных расчетов подобран турбодетандерный агрегат типа ЭТДА-2500.Результатом является выработка электроэнергии в объеме потребляемой мощности 1914,95 кВт благодаря полезному использованию избыточного давления природного газа.

В разделе «Финансовый менеджмент» был проведен расчет затрат на исследование, выполнен SWOT-анализ. В разделе «Социальная ответственность» был проведен анализ вредных и опасных производственных факторов, разработаны методы защиты. Рассмотрено влияние объекта на атмосферу, гидросферу, литосферу. Проанализированные типовые ЧС и разработан план действий по предупреждению и ликвидации.

Список использованных источников

- 1 Ионин, А.А. Газоснабжение / А.А. Ионин. – М.: Стройиздат, 1989. – 439 с.
- 2 Пешехонов, Н.И. Проектирование газоснабжения / Н.И. Пешехонов – Киев: Будивельник, 1970. – 148 с.
- 3 Муфтахов, Е.М. Газоснабжение / Е.М. Муфтахов, А.И. Гольянов. – Уфа: ООО «Дизайн Полиграф Сервис», 2002 – 51 с.
- 4 ГОСТ 5542-87. Газы горючие природные для промышленного и коммунально-бытового назначения = Natural gases for commercial and domestic use. Specifications.- Переизд. янв. 1988 с изм. 1.- Взамен ГОСТ 5542-78; Введ. 01.04.87 до 01.01.2004 – М.: Изд-во стандартов, 2004. – 4 с: ил. - (Межгосударственный стандарт). Группа Б11. (36) СССР.
- 5 СНиП 42-01-2002. Газораспределительные системы = Gas distribution systems. – Переизд. июль 2003 с изм. 2.- Взамен СНиП 2.04.08-87* , СНиП 3.05.02-88*; Введ. 01.08.1987, 01.05.1988 до 27.01.2002.-М: Изд-во система нормативных документов в строительстве, 2002. – 10 с: ил. – (Госстрой России).
- 6 А.с. 1 2009389 RU F17D1/04. Газораспределительная станция с энергетической установкой /В.Н. Шпак (Акционерное общество «Криокор»).- № 5056388/06; заявлено 25.05.1992 // Изобретения (Заявки и патенты).-1994.- № 16718.-С.435.
- 7 А.с. 1 2213915, RU F25B 11/00, F25B 9/04. Турбодетандерная установка/Н.М. Цирельман, Д.Х. Шайхутдинов (Уфимский государственный авиационный техн. ун-т).- № 220/502; заявлено 21.01.2002 // Изобретения (Заявки и патенты). -2003.
- 8 Меркулов, А.П. Вихревой эффект и его применение в технике /А.П. Меркулов. – М.: Машиностроение, 1997. – 185 с.
- 9 Жила, В.А. Газорегулирующие пункты и установки /В.А. Жила, И.В. Мещанинова, О.В. Платонова . – М.: Полимергаз, 2000. – 152 с.
- 10 А.с. 1 2403406 RU F01D F01K F02C F17D. Турбодетандерная

установка /А.М. Бикбулатов, В.А. Трушин, Г.З. Латыпова, А.З. Абдулхалыгова (Уфимский государственный авиационный техн. ун-т); заявлено 30.06.2009 // Изобретения (Заявки и патенты):-2009.

11 Турбодетандеры [Электронный ресурс]: Компрессоры, турбины, вентиляторы /ENCE GmbH, 2013.- Режим доступа к материалу..
<http://www.turbine-expanders.ru/index.php>.

12 ПБ 12-529-03. Правила безопасности систем газораспределения и газопотребления.— Введ.18.03.2003.-М.: Научно-технический центр по безопасности в промышленности, 2003. – 9 с: ил.- (Госгортехнадзора России).Группа Т58. (4376) РФ.

13 Мальханов, О. В. Разработка технологических схем и методов расчетов энергосберегающих турбодетандерных установок: дис...канд. техн. наук: 05.04.04.-Защищена 09.01.2008; Утв. 01.01.2009; 003486220.-М.:2009.- 196 с.

14 Жуков, Н.П. Газоснабжение: лабораторные работы / Н.П. Жуков, А.В. Чурилин. – Тамбов : Тамбовский государственный технический университет, 2009. – 48 с.

15 СТО Газпром 2-1.19-058-2006. Инструкция по расчету и нормированию выбросов ГРС (АГРС, ГРП), ГИС. Введ. 14.12.2005.-М: Стандарт организации, 2006. – с: ил. – (Центр безопасности труда). № 403 РФ.

16 Зарницкий, Г.Э. Теоретические основы использования энергии давления газа /Г.Э. Зарницкий. - М.: Недра, 1968. – 511с.

17 Электрогенераторы [Электронный ресурс]: патентный поиск /FindPatent.RU: 2012.- Режим доступа к материалу..
<http://www.findpatent.ru/patent/240/2403406.html>.

18 Турбодетандерные агрегаты и газодобыча [Электронный ресурс]: интернет портал сообщества ТЭК/проект группы компаний «ЭнергоТерритория».- Электрон, журн.- Мамедов: 2014.- Режим доступа к материалу..
<http://www.energyland.info/analitic-show-65723>.

19 Пункты газорегуляторные блочные [Электронный ресурс]: «Газ-Сервис» - Электрон, справочник, 2007.- Режим доступа к материалу..
<http://gazovik-gas.ru/katalog/pgb/090/>.

20 Основные принципы выбора регуляторов [Электронный ресурс]: «Газ-Сервис» - Электрон, справочник, 2007.- Режим доступа к материалу..
<http://gazovik-gaz.ru/spravochnik/reg/principle>.

21 Энциклопедия знаний [Электронный ресурс]: Режим доступа к материалу..
<http://www.pandia.ru/text/77/191/18843.php>.

22 Газотехнологическое оборудование «Лорд» ООО «НПП «Авиагаз –
Союз+» 2015.- Режим доступа к материалу..
<http://www.agrs.ru/index.php/produktsiya/>

23 Фильтры газовые [Электронный ресурс]: «Газ-Сервис» - Электрон, справочник, 2007.- Режим доступа к материалу..
<http://gazovik-gaz.ru/oborudovanie/filtri-gazovie/filtryi/filtr-gazovyyj-setchatyyj-fg-50s.html>.

24 Клапаны предохранительные запорные [Электронный ресурс]: Промышленное газовое оборудование «Газовик» - Электрон, справочник, 2014.-
Режим доступа к материалу..
http://xionethin.clan.su/news/klapany_predokhranitelnye_zapornye_kpz_50/2013-07-23-98.

25 Клапаны предохранительные запорные [Электронный ресурс]: «Газ-Сервис» - Электрон, справочник, 2007.- Режим доступа к материалу..
<http://gazovik-gaz.ru/oborudovanie/predoxranitelnyie-klapanyi/predoxranitelnyie-zapornyie-klapanyi/klapanyi-predoxranitelnyie-zapornyie-kpz-50.html>.

26 Предохранительный сбросной клапан [Электронный ресурс]: «Газ-Сервис» - Электрон, справочник, 2007.- Режим доступа к материалу..
<http://gazovik-gaz.ru/oborudovanie/predoxranitelnyie-klapanyi/predoxranitelnyie-sbrosnyie-klapanyi/predoxranitelnyij-sbrosnoj-klapan-psk-50.html>.

27 Задвижки [Электронный ресурс]: «Газ-Сервис» - Электрон, справочник, 2007.- Режим доступа к материалу..<http://gazovik-gaz.ru/oborudovanie/armatura-truboprovodnaya-promyshlennaya/zadvizhki.html>.

28 Устройства учета расхода газа [Электронный ресурс]: «Газ-Сервис» - Электрон, справочник, 2007.- Режим доступа к материалу..<http://gazovik-gaz.ru/oborudovanie/ustrojstva-ucheta-rasxoda-gaza.html>.

29 Получение электрической энергии при помощи турбодетандеров [Электронный ресурс]: Энергетический альянс. Режим доступа к материалу..<http://energy-alliance.ru/technology/detanders.php>.

30 Пункты редуцирования газа [Электронный ресурс]: Режим доступа к материалу..http://ufasystemgaz.ru/stk_grp.html.

31 Система телеметрии газорегуляторного пункта - ГРП, ГРПБ [Электронный ресурс]: Режим доступа к материалу..
http://kipkomplekt.ru/text/se_rgy.php

32 Сигнализатор загазованности [Электронный ресурс]: Режим доступа к материалу..http://megapribor.biz/signalizatoryzagazovannosti?mode=album&album_id=237406.

33 Безопасность и охрана труда [Электронный ресурс]: Режим доступа к материалу..http://www.analitpriborsmolensk.ru/products/bezopasnost_gazoanalyzatory/stacionarnye_gazoanalizatory/dah_m/.

34 ГОСТ Р МЭК 62305-1-2010 Менеджмент риска. Защита от молнии - Risk management. Protection against lightning. Part 1. General principles. Введ. 01.01.2010.-М.: Изд-во стандартов, 2010. – 9 с: ил. - (Национальный стандарт РФ). Группа Т59. (795) РФ.

35 Гигиенические нормативы ГН 2.2.5.1313-03. Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны. Введ. 21.12.2003.-М.: Гигиенические нормативы, 2010. – 8 с.

36 Расчет тепловых нагрузок и годового количества тепла и топлива для котельной индивидуального жилого дома [Электронный ресурс]: Режим доступа к материалу..http://proekt-gaz.ru/fr/5/raschet_nagruzo.pdf.

37 Турбодетандер [Электронный ресурс]: Режим доступа к материалу..http://www.findpatent.ru/img_show/572255.html.

38 Федеральный закон от 22.07.2008 N 123-ФЗ (ред. от 23.06.2014) "Технический регламент о требованиях пожарной безопасности" (с изм. и доп., вступ. в силу с 13.07.2014), 2014 – 43 с.

39 Средний состав газа, его теплота сгорания, плотность, объемы воздуха и продуктов сгорания [Электронный ресурс]: Режим доступа к материалу..<http://www.rcom.ru/mobil/PL.htm>