

Инженерная школа природных ресурсов (ИШПР)
 Направление подготовки (специальность) 21.03.01 «Нефтегазовое дело»
Профиль «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»
 Отделение нефтегазового дела

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
«Расчет и конструирование поршневого компрессора»

УДК 622.276.05:621.512-047.74

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2Б5Е	Кириллов Владислав Павлович		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент ОНД	Зиякаев Григорий Ракитович	К.Т.Н		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент ОСГН	Жаворонок Анастасия Валерьевна			

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент ООД ШБИП	Черемискина Мария Сергеевна			

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
ОНД ИШПР	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф.-м.н, доцент		

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)
P1	Приобретение профессиональной эрудиции и широкого кругозора в области гуманитарных и естественных наук и использование их в профессиональной деятельности
P2	Уметь анализировать экологические последствия профессиональной деятельности в совокупности с правовыми, социальными и культурными аспектами и обеспечивать соблюдение безопасных условий труда
P3	Уметь самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности
P4	Грамотно решать профессиональные инженерные задачи с использованием современных образовательных и информационных технологий
P5	Управлять технологическими процессами, эксплуатировать и обслуживать оборудование нефтегазовых объектов
P6	Внедрять в практическую деятельность инновационные подходы для достижения конкретных результатов
P7	Эффективно работать индивидуально и в коллективе по междисциплинарной тематике, организовывать работу первичных производственных подразделений, обеспечивать корпоративные интересы и соблюдать корпоративную этику
P8	Осуществлять маркетинговые исследования и участвовать в создании проектов, повышающих эффективность использования ресурсов
P9	Определять, систематизировать и получать необходимые данные для экспериментально-исследовательской деятельности в нефтегазовой отрасли
P10	Планировать, проводить, анализировать, обрабатывать экспериментальные исследования с интерпретацией полученных результатов с использованием современных методов моделирования и компьютерных технологий
P11	Способность применять знания, современные методы и программные средства проектирования для составления проектной и рабочей и технологической документации объектов добычи, сбора, подготовки, транспорта и хранения углеводородов.

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 (специальность): 21.03.01 «Нефтегазовое дело» («Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»)

Отделение нефтегазового дела

УТВЕРЖДАЮ:

Руководитель ООП

Манабаев К.К.
(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ

на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Бакалаврской работы

Студенту:

Группа	ФИО
2Б5Е	Кириллову Владиславу Павловичу

Тема работы:

Расчет и конструирование поршневого компрессора	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	853/С от 04.02.2019

Срок сдачи студентом выполненной работы:

10 июня

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе <i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i>	Объектом исследования является поршневой компрессор. 1. Давление всасывания: 0,1 МПа 2. Давление нагнетания: 1,6 МПа 3. Производительность по н.у: 120 м³/мин 4. Температура всасывания: 293 К 5. Рабочее тело: атмосферный воздух
---	--

Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i>	1. Аналитический обзор существующих поршневых компрессоров и их классификация. 2. Основные положения о принципе работы и устройстве поршневого компрессора. 3. Расчет поршневого компрессора. 4. Финансовый менеджмент. 5. Социальная ответственность. 6. Выводы по работе.
Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i>	
Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i>	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Жаворонок Анастасия Валерьевна, ассистент отделения социально-гуманитарных наук
Социальная ответственность	Черемискина Мария Сергеевна, ассистент отделения общетехнических дисциплин

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	7 февраля 2019
--	-----------------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Зиякаев Григорий Ракитович	К.Т.Н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2Б5Е	Кириллов Владислав Павлович		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
2Б5Е	Кириллову Владиславу Павловичу

Инженерная школа	Природных ресурсов	Отделение школы (НОЦ)	Нефтегазового дела
Уровень образования	бакалавриат	Направление/специальность	21.03.01 «Нефтегазовое дело»

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Работа с информацией, представленной в российских и иностранных научных публикациях, аналитических материалах, статистических бюллетенях и изданиях, нормативно-правовых документах; анкетирование; опрос.
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	Проведение предпроектного анализа. Определение целевого рынка и проведение его сегментирования. Выполнение SWOT-анализа проекта
2. Разработка устава научно-технического проекта	Определение целей и ожиданий, требований проекта. Определение заинтересованных сторон и их ожиданий.
3. Планирование и формирование бюджета научных исследований	Составление календарного плана проекта. Определение бюджета НИ
4. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования	Проведение оценки экономической эффективности проекта

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. Оценка конкурентоспособности технических решений
2. Матрица SWOT
3. График проведения и бюджет проекта
4. Оценка ресурсной, финансовой и экономической эффективности проекта

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент ОСГН	Жаворонок А. В.			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2Б5Е	Кириллов Владислав Павлович		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
2Б5Е	Кириллову Владиславу Павловичу

Инженерная школа	Природных ресурсов	Отделение	Нефтегазового дела
Уровень образования	бакалавриат	Направление/специальность	21.03.01 «Нефтегазовое дело» / «Машины и оборудование 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. При работе с компрессорной установкой существует риск проявления опасных и вредных факторов производства и возникновения чрезвычайных ситуаций.
--	---

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: - повышенный уровень шума на рабочем месте - повышенная вибрация - повышенная запыленность и загазованность рабочей зоны Приведение допустимых норм и средств защиты (со ссылкой на соответствующий нормативно-технической документации).
2. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности – механические опасности (источники, средства защиты); – термические опасности (источники, средства защиты); – электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, молниезащита – источники, средства защиты); – пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения)	2. Проанализировать опасные факторы: - повышенная температура маслосистем - повышенная и взрывная безопасность Приведение допустимых норм и средств защиты (со ссылкой на соответствующий нормативно-технической документации).
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	3. Охрана окружающей среды: - анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); - анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); - анализ воздействия объекта на литосферу

безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.	(отходы); Меры по снижению выбросов газов в атмосферу,
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: - перечень возможных ЧС при разработке и эксплуатации проектируемого решения; - выбор наиболее типичной ЧС; - разработка превентивных мер по предупреждению ЧС; - разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий
5. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: – специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны	5. В области охраны труда и безопасности жизнедеятельности трудовую деятельность регламентируют правовые, нормативные, инструктивные акты в области охраны труда и отраслевые документы

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

Задание выдал консультант:

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

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2Б5Е	Кириллов Владислав Павлович		

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: 21.03.01 «Нефтегазовое дело»
 Уровень образования: бакалавриат
 Отделение нефтегазового дела
 Период выполнения: осенний / весенний семестр 2018 /2019 учебного года

Форма представления работы:

Бакалаврской работы

КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН выполнения выпускной квалификационной работы

Срок сдачи студентом выполненной работы:	10.06.2019
--	------------

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
2.05.2019	1. Объект и методы исследования. Разработка модели	50
10.05.2019	2. Выполнение расчетной части	40
30.05.2019	3. Устранение недочетов в работе	10

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Зиякаев Григорий Ракитович	К.Т.Н.		

СОГЛАСОВАНО:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф.-м.н.		

РЕФЕРАТ

Выпускная квалификационная работа содержит 79 страниц, 8 рисунков, 27 таблиц, 30 литературных источников.

Ключевые слова: поршневой компрессор, сжатый воздух, термический расчет, динамический расчет, воздушный компрессор.

Объектом исследования является поршневой компрессор.

Цель работы – по заданным параметрам произвести расчет и подобрать поршневой компрессор и привод.

Задачи:

- ознакомиться с классификацией и принципом действия поршневых компрессоров;
- произвести термодинамический и динамический.
- к компрессорному оборудованию подобрать электродвигатель.

В данной выпускной квалификационной работе рассмотрены общее строение и принцип работы поршневого компрессора. Рассмотрен алгоритм расчета поршневого компрессора.

Пояснительная записка выпускной квалификационной работы выполнена в текстовом редакторе Microsoft Word 2016

Оглавление

Введение.....	11
Глава 1. Обзор литературы	12
Глава 2. Объект и методы исследования.....	13
2.1 Классификация компрессоров	14
2.2 Воздушный компрессор	20
2.3 Азотно-воздушная станция.....	21
Глава 3. Расчетная часть	23
3.1 Тепловой расчет	23
2.3 Динамический расчет.....	39
Глава 4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	44
4.1 Потенциальные потребители результатов исследования.	44
4.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	45
4.3 SWOT-анализ	47
4.4 Структура работ в рамках научного исследования.....	51
4.4 Определение трудоемкости выполнения работ	52
4.5 Разработка графика проведения научного исследования.....	53
4.6 Бюджет научно-технического исследования	56
4.7 Основная заработная плата исполнителей темы.....	56
4.9 Дополнительная заработная плата исполнителей темы	60
4.10 Формирование бюджета затрат проекта.....	60
4.11 Определение ресурсоэффективности проекта	61
Глава 5. Социальная ответственность.....	65
5.1 Производственная безопасность	65
5.2 Анализ производственных факторов.....	67
5.2.1 Анализ вредных производственных факторов.....	67
5.2.2 Анализ опасных производственных факторов.....	69
5.3 Экологическая безопасность	70
5.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях	72
5.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности.	73
Заключение.....	76
Список литературы	77

Введение

Сжатый воздух требуется на промышленных предприятиях. В этот же момент это самый дорогой источник энергии. Примерно 15% расходуемой электроэнергии на получение сжатого воздуха превращается в, используют при его расширении, потенциальную энергию. Значительная часть – 85% — это теплота, которую компрессор выделяет во время работы.[14] Почти все машины и устройства, имеющие пневматический привод, используют компремированный воздух.[15] Многие из современных производств, в частности из тех, которые относятся к сфере тяжелого машиностроения, используют воздух для самых разных станков и устройств. И им также необходим воздух - и притом в очень больших количествах, преимущественно, когда установка должна работать круглосуточно и когда у нее высокие показатели мощности. А это все говорит о том, что во многих случаях сжатый воздух является действительно необходимым.

Используют сжатый воздух для:

- работы систем пневмотранспорта, буровых станков и т.п.;
- работы пневматических инструментов и приводов;
- работы систем КИПиА и пневмосистем. [16]

На предприятиях для воздухообеспечения сжатый воздух имеет другие характеристики, чем для характеристик системы технологических процессов.

Сжатый воздух востребован в нефтегазовой отрасли. Высокая скорость развития нефтегазовой отрасли привело к увеличению производства и использования сжатого воздуха. Эксплуатация компремированного воздуха механизмирует трудоемкие технологические процессы в технологических процессах. Широкому использованию сжатого воздуха как энергоносителя помогли его особые свойства: безвредность, прозрачность, упругость, неограниченный запас воздуха в природе и быстрая передача давления. [19]

Сжатый воздух на промысле получают с помощью специального устройства, называемого компрессором.

Глава 1. Обзор литературы

Благодаря таким авторам, как Фотин Б.С, Видякин Ю.А., Пластинин П.И и другим, существует большое количество публикаций и известных учебных пособий по расчету поршневого компрессора.

В книге [12] рассматриваются термические основы сжатия газов, расчет поршневых компрессоров и теория, вопросы проектирования компрессоров от электрических и поршневых двигателей. Большая часть отведена задачам понижения потерь энергии и давления, возникающих при пульсирующем потоке газа в коммуникации и клапанах. Приведены расчеты самодействующих клапанов, подробно показаны способы манипулирования производительностью. Дана классификация существующих способов регулирования производительности и их характеристика, так же представлены расчетные зависимости. В 3-ем издании показаны передовые конструктивные схемы и анализ многоступенчатых поршневых компрессоров, рассматриваются типовые конструкции и приведены их особенности. Пополнены ряды разделов по теории компрессоров, добавлены новые зависимости по термодинамическому расчету и проектированию системы регулировки производительности.[12]

В работе [9] изложены расчет и теория тепловых процессов поршневых компрессоров, динамические расчеты и уравнивание поршневых компрессоров.

Глава 2. Объект и методы исследования

Производимая продукция на промышленных предприятиях, пользуется все большим спросом. Производство постоянно усложняется, его темпы растут, применяемое оборудование совершенствуется. В наше время трудно уже представить промышленный технологический процесс без компрессоров.

Сейчас существует огромное множество видов компрессоров, вариантов их применение и исполнения. Компрессоры различаются по производительности, по давлению, рабочей среде (сжимаемому веществу), а так же по условиям окружающей среды. У каждого компрессора существуют свои конструктивные особенности, рабочие и технические характеристики.

Компрессор – устройство, которое сжимает вещество и подает его под давлением.

Компрессоры широко используются в технических устройствах малых размеров (компрессоры индивидуального пользования), средних (бытовые компрессоры) и больших (промышленные установки).

Самый простой принцип нагнетания воздуха начал применяться человеком очень давно, например, в кузнечном меху. Несмотря на то, что к сейчас существует великое множество типов компрессоров, сам принцип сжатия воздуха не изменился. Многообразие компрессоров достигается путем разного конструктивного исполнения. Развитие новых технологий стало требовать специальных условий сжатия воздуха и конкретных его характеристик на выходе, далее появилась необходимость и работы с различными газами.

2.1 Классификация компрессоров

По принципу работы можно разделить все компрессоры на перечень основных типов:

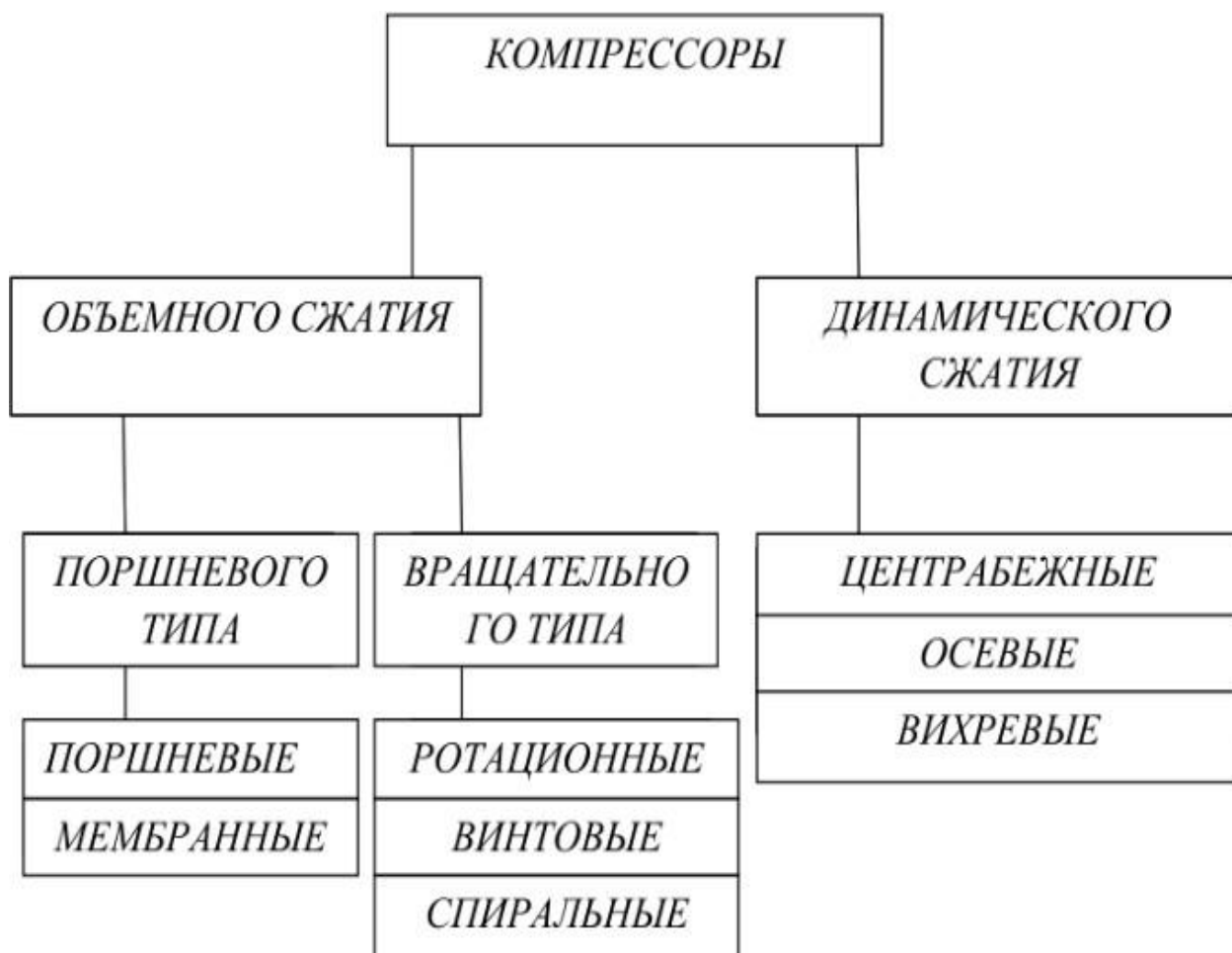


Рисунок 1 — Классификация компрессоров.

Объемные компрессоры

Поршневые компрессоры были созданы одними из первых и лучше всех отражают принцип действия объемных компрессоров.

Кривошипно-шатунный механизм, который приводится в движение валом, обеспечивает в цилиндре возвратно-поступательное движение поршня. Ограниченная поршнем и цилиндром рабочая камера тем самым в зависимости от положения поршня изменяет свой объем. Система односторонних клапанов препятствует в обратном направлении протечке газа.

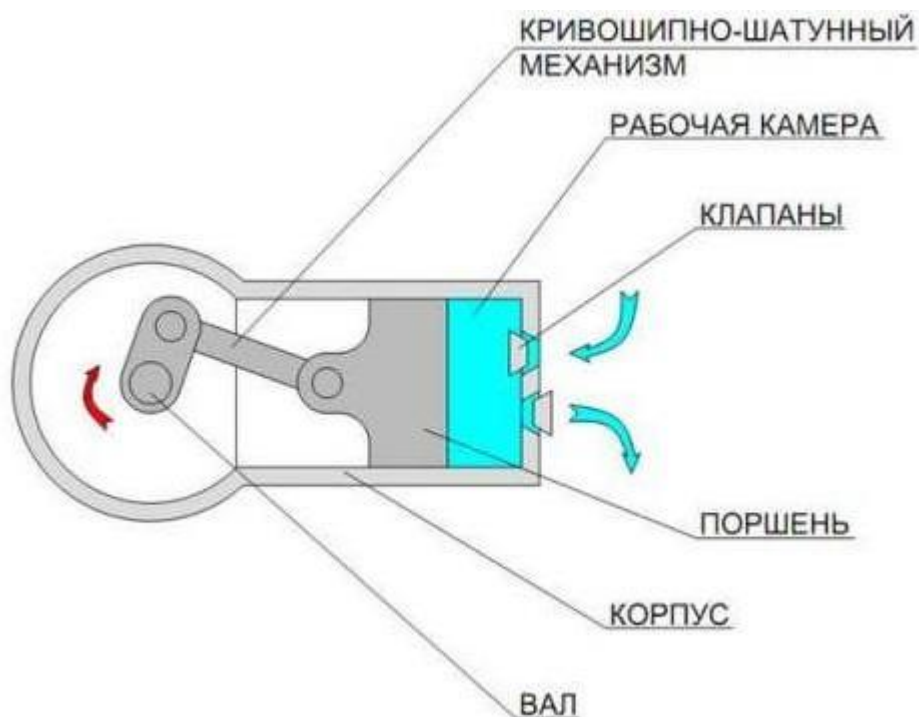


Рисунок 2— Схема поршневого компрессора.

Конструктивные особенности этих устройств позволяют разделить их на подгруппы. По конструкции рабочей камеры: компрессоры одинарного и компрессоры двойного действия. В компрессоре двойного действия поршень имеет меньшую толщину и делит на две части рабочую камеру. В одной части камеры при движении поршня происходит сжатие газа и его подача в выходной патрубок, при этом вторая часть заполняется газом из входного патрубка. Вследствие этого два цикла сжатия происходит за один оборот вала. По количеству цилиндров поршневой компрессор:

- одноцилиндровым,
- двухцилиндровым
- и т.д.

Если газ последовательно сжимается в цилиндрах компрессора, то такой компрессор - многоступенчатый, а количество ступеней определяет количество пройденных цилиндров.

Различают поршневые компрессоры следующих типов:

- Коаксиальные поршневые компрессоры;
- Ременные поршневые компрессоры;

В **коаксиальных** компрессорах муфта соединяет коленвал с электрическим приводом, это обеспечивает исключение потерь мощности вследствие трения. Конструктивное исполнение данных компрессоров довольно компактно. Данные компрессорные агрегаты отличаются методами смазки. Цилиндропоршневую группу безмасляных компрессоров данного типа смазывать не надо. Сжатый воздух на выходе подобных устройств не имеет масляных примесей.

Для **ременных** компрессоров характерно то, что ременная передача соединяет коленвал с электроприводом, что обеспечивает высокую производительность и продолжительность эксплуатации. Компрессоры данного типа могут работать по несколько часов, причём непрерывно.



Рисунок 3 — Схема коаксиального и аксиального поршневого компрессора.

Поршневые компрессоры по положению цилиндров бывают:

- устройство горизонтального расположения,
- устройство вертикального расположения,
- устройство углового расположения,
- устройство V-образного расположения и оппозитные.

Вертикальное расположение цилиндров относится к **вертикальным** компрессорным устройствам.

У **горизонтальных** компрессоров с одной стороны коленвала могут быть размещены цилиндры, поэтому они называются горизонтальными

компрессорами с односторонним размещением цилиндров. Когда цилиндры располагаются по обе стороны вала, то это компрессоры с двухсторонним размещением цилиндров.

У угловых компрессоров цилиндры размещены в одних рядах вертикально, а в других - горизонтально. Это прямоугольные компрессоры. У угловых компрессоров цилиндры могут быть наклонены, установлены V-образно и W-образно. Такие компрессоры носят название, соответственно, V и W-образных компрессоров.



Рисунок 4 — Схема расположения цилиндров.

Для компрессоров с крупной и средней производительностью характерно оппозитное исполнение. Горизонтальные устройства с поршнями, которые совершают встречные движения называются оппозитными компрессорами. Их цилиндры расположены по обеим сторонам коленвала. Эти поршневые компрессоры высокодинамичны, уравновешенны, малогабаритны и имеют небольшой вес. Вследствие этого оппозитные компрессоры почти вытеснили крупногабаритные горизонтальные компрессоры.

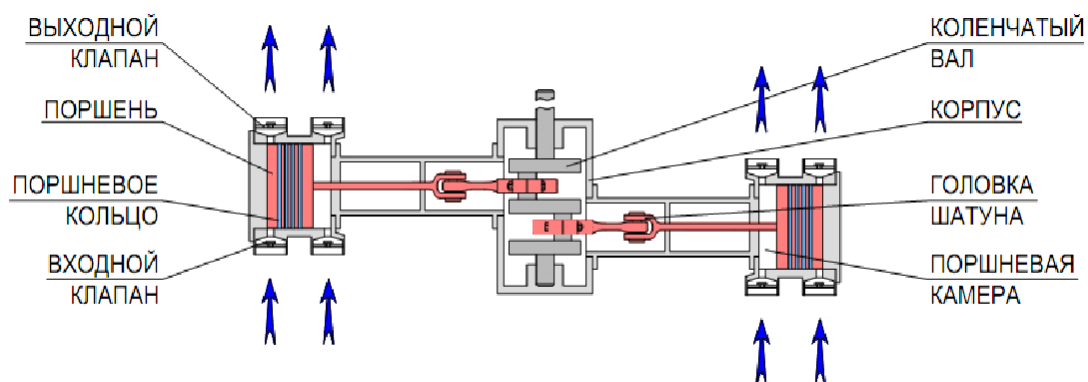


Рисунок 5 — Схема оппозитного расположения цилиндров

Специфика применения промышленных компрессоров часто требует от них возможности работать длительное время с кратковременными остановками или вообще без них. В этом случае большое значение начинают играть факторы, которые оказались бы малозначимыми при прочих условиях. Так длительное воздействие на компрессор вибраций не только сокращает срок его службы, но и может привести к механическим повреждениям и ускоренному выходу отдельных деталей из строя. Для снижения создаваемых вибраций может быть использована оппозитная схема расположения поршней, при которой их оси параллельны, а сами поршни расположены по разные стороны от коленчатого вала. Таким образом, достигается зеркальность создаваемых ими усилий, что приводит к их взаимной компенсации.

Не менее важным является не только подбор оптимальной конструкции компрессора, но и использование современных материалов, позволяющих как значительно повысить базовые характеристики машины, так и без потерь применить более сложные схемы работы машины. Так рабочая камера в рассматриваемом варианте является двойного действия, то есть имеет парное количество входных и выходных клапанов, а процессы всасывания и нагнетания происходят в них попеременно как при прямом, так и при обратном ходе поршня. Надежное разделение пространств двух рабочих камер обеспечивается использованием поршневых колец, выполненных из специальных материалов. Дополнительно компрессор может иметь систему

контроля состояния этих колец, следящую за состоянием их износа. Подобная система в состоянии не только отслеживать текущее состояние, но и прогнозировать остаточный срок службы и предупреждать о вероятности скорого выхода кольца из строя.

Еще поршневые компрессоры различают по назначению на 4 группы:

- Компрессоры бытового назначения.

Этот тип оборудования отличается возможностью передвижения, малыми габаритами, непродолжительным использованием, потребностью в сжатии небольшого количества вещества, малым уровнем шума и практически полное отсутствие технического обслуживания. Бытовые компрессоры создают обычно давление до 8 бар. Продолжительный и интенсивный режим работы таких компрессоров часто приводит к поломке, затраты на ремонт которой будут равноценной с покупкой нового компрессора. Этот класс компрессоров обычно эксплуатируют в ремонтных мастерских, на станциях тех. обслуживания автомобильного транспорта.

- Полупрофессиональные компрессоры.

Давления до 16 бар, могут перекачивать до 2 куб. м/мин. Надежны в работе. Недостатками являются: шумная работа, требуют периодического ремонта. У этого типа компрессора в сжатом воздухе содержится много масла, поэтому они не экономичны. Потребители – частные лица и малый бизнес. Давления до 16 бар, могут перекачивать до 2 куб. м/мин. Надежны в работе. Недостатками являются: шумная работа, требуют периодического ремонта. У этого типа компрессора в сжатом воздухе содержится много масла, поэтому они не экономичны. Потребители – частные лица и малый бизнес.

- Промышленные компрессоры.

Оборудование данного типа применяют в технических отраслях. Предприятия легкой и тяжелой промышленности, крупные производства, автомастерские.

- Компрессоры без смазки цилиндров.

Они сжимают различные газы и необходимы в промышленности, где на выход идет чистая сжимаемая среда, без содержания масла. Компрессоры без смазки цилиндров работают без ремонта более продолжительное время.

2.2 Воздушный компрессор

Основой устройства является непосредственно компрессор, который может быть поршневым, винтовым, пластинчато-роторным и т.д. Воздушные компрессоры обычно делают поршневыми или роторными. Первые отличаются своей простотой, неприхотливостью и высокой ремонтопригодностью, однако менее производительны, а вторые хорошо подходят в тех случаях, когда требуется обеспечение длительной подачи сжатого воздуха в больших объемах. Еще одним важным критерием деления воздушных компрессоров является наличие или отсутствие смазочного масла в устройстве. По этой причине выделяют безмасляные и масляные воздушные компрессоры. По этой причине выделяют безмасляные и масляные воздушные компрессоры. Использование масла снижает трение между движущимися деталями, чем значительно увеличивается срок службы компрессора и позволяет использовать его более интенсивно. Однако в некоторых случаях попадание масла в воздушный поток может быть нежелательно или недопустимо.

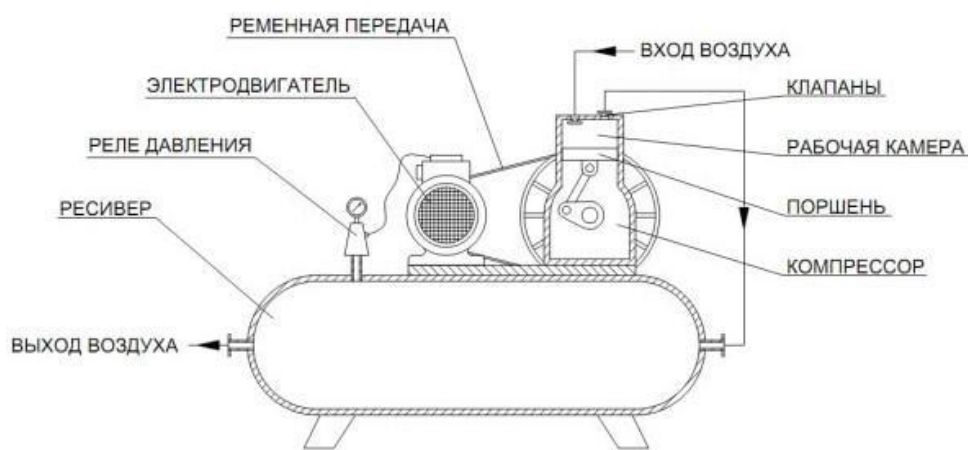


Рисунок 6 — Схема воздушного поршневого компрессора

Поэтому для таких целей используются безмасляные устройства, в которых проблема трения решается путем подбора малофрикционных материалов, снижающих трение без использования дополнительной смазки,

Обычно компрессоры для воздуха применяются не сами по себе, а в составе компрессорной установки, куда также входит двигатель, питающийся от электросети или различных видов топлива, и передача, осуществляющая перенос механической энергии вращения вала двигателя на вал компрессора. Также в состав установки может входить ресивер – сосуд, куда нагнетается воздух перед его подачей потребителю, что позволяет сглаживать давление получаемого сжатого воздуха.

2.3 Азотно-воздушная станция

Комбинированная азотно-воздушная компрессорная станция представляет собой универсальную установку по одновременной выработке и подаче потребителям сжатого воздуха и газообразного азота. Азотновоздушная станция в своём составе имеет два совмещённых блока: азотный и воздушный. При этом каждый блок работает автономно. То есть при отсутствии потребности в одном из газов, станция его может не вырабатывать. Одновременно с этим подача другого газа будет непрерывно осуществляться.

Воздушный блок (установка подготовки и подачи воздуха КИПиА) предназначен для выработки сжатого воздуха производительностью до 3600 м³/час и точкой росы в диапазоне +3...-70 °С. Сжатый воздух получается путём компримирования атмосферного воздуха воздушным компрессором с последующим доведением его до требуемого класса чистоты с помощью воздушных фильтров и осушителей.

Области применения азотно-воздушных станций:

- Продувка трубопроводов и оборудования азотом перед проведением ремонтных и восстановительных работ
- Создание инертной среды на нефтяных хранилищах для обеспечения пожаро- и взрывобезопасности
- Подача азота для станции аминовой очистки газа и установки получения серы
- Консервация оборудования и трубопроводных систем азотом

- Воздух КиПа для пневмоприводов регулирующей и отсечной арматуры
- Сжатый воздух для оборудования, работающего на пневматическом приводе
- Воздух для технических нужд месторождения.

Глава 3. Расчетная часть

В качестве исходных данных берем:

- производительность по нормальным условиям ($V_e = 120 \text{ м}^3/\text{мин}$);
- температура всасывания ($T_{вс1} = 293 \text{ К}$);
- рабочее тело – атмосферный воздух с влажностью 80 %.
- давление нагнетания ($p_{н2} = 1,6 \text{ МПа}$);
- давление всасывания ($p_{вс1} = 0,1 \text{ МПа}$);

Данный раздел выполняется на основе рекомендаций [1-13]

3.1 Тепловой расчет

Распределение повышения давления по ступеням

Рассчитаем общее номинальное относительное повышение давления по уравнению:

$$\varepsilon_K = \frac{p_{н2}}{p_{вс1}} = \frac{1,6}{0,1} = 16; \quad (1)$$

Таблица 3.1.1 — Значения относительного повышения давления

Один	4...7	Пять	150...1000
Два	6...30	Шесть	200...1100
Три	14...150	Семь	600...1500
Четыре	36...400		

Определяем $z = 2$ по таблице 3.1.1.

В двух ступенях номинальное относительное повышение давления принимаем одинаковым:

$$\varepsilon_{ст1} = \varepsilon_{ст2} = \sqrt[z]{\varepsilon_K}; \quad (2)$$

$$\varepsilon_{ст1} = \sqrt{16} = 4.$$

$$p_{вс2} = p_{н1} = p_{вс1} \cdot \varepsilon_{ст1}, \quad (3)$$

где - $p_{н1}$ - нагнетающее давление I ступени.

Получаем:

$$p_{вс2} = p_{н1} = 4 \cdot 0,1 = 0,4 \text{ МПа}.$$

Относительные потери давления I и II ступеней на всасывании находим из формулы:

$$\delta_{\text{вс1}} = 0,3 \cdot \frac{A}{p_{\text{вс1}}^{0,25}}; \quad \delta_{\text{вс2}} = 0,3 \cdot \frac{A}{p_{\text{вс2}}^{0,25}}, \quad (4)$$

где A – коэффициент совершенства компрессора.

Отсюда (Примем $A = 2,66$):

$$\delta_{\text{вс1}} = 0,3 \cdot \frac{2,66}{(0,1 \cdot 10^6)^{0,25}} = 0,045;$$

$$\delta_{\text{вс2}} = 0,3 \cdot \frac{2,66}{(0,4 \cdot 10^6)^{0,25}} = 0,018.$$

Относительные потери давления на нагнетании I ступени найдем по формуле:

$$\delta_{\text{н1}} = 0,7 \cdot \frac{A}{p_{\text{вс2}}^{0,25}}; \quad (5)$$

Рассчитаем:

$$\delta_{\text{н1}} = 0,7 \cdot \frac{2,66}{(0,4 \cdot 10^6)^{0,25}} = 0,042.$$

Относительные потери давления на нагнетании II ступени найдем с учетом того, что потери только в нагнетательных клапанах:

$$\delta_{\text{н2}} = 0,3 \cdot \frac{A}{p_{\text{н2}}^{0,25}}, \quad (6)$$

$$\delta_{\text{н2}} = 0,3 \cdot \frac{2,66}{(1,6 \cdot 10^6)^{0,25}} = 0,025.$$

Осредненные давления p_1 и p_2 определим по следующим формулам:

$$p_{11} = (1 - \delta_{\text{вс1}}) \cdot p_{\text{вс1}} = 0,0955 \text{ МПа}$$

$$p_{12} = (1 + \delta_{\text{н1}}) \cdot p_{\text{н1}} = 0,417 \text{ МПа}$$

$$p_{21} = (1 - \delta_{\text{вс2}}) \cdot p_{\text{вс2}} = 0,393 \text{ МПа}$$

$$p_{22} = (1 + \delta_{\text{н2}}) \cdot p_{\text{н2}} = 1,635 \text{ МПа} \quad (7)$$

Таблица 3.1.2 — Показатели давлений

Параметр	I ступень	II ступень
Номинальное давление, МПа		
Всасывания $p_{\text{вс}i}$	0,1	0,4
Нагнетания $p_{\text{н}i}$	0,4	1,6
Осредненное давление в цилиндре, МПа		
Всасывания p_{1i}	0,0955	0,393

Нагнетания p_{2i}	0,417	1,635
Относительное повышение давления в цилиндре		
$\varepsilon_{ци} = p_{2i} / p_{1i}$	4,37	4,16

Определение коэффициентов подачи

Определим коэффициент подачи по следующей формуле:

$$\lambda_i = \lambda_{0i} \cdot \lambda_{dpi} \cdot \lambda_{mi} \cdot \lambda_{плi} \cdot \lambda_{вли}, \quad (8)$$

где λ_{dp} – **коэффициент дросселирования**. Значения этого коэффициента находятся в пределах $\lambda_{dp} = 0,95 \div 0,98$. Возьмем $\lambda_{dp1} = 0,95$; $\lambda_{dp2} = 0,96$.

λ_m – **коэффициент подогрева**. Значение коэффициента рассчитываем по формуле:

$$\lambda_{mi} = 1 - 0,01 \cdot (\varepsilon_{ци} - 1). \quad (9)$$

После подстановки получаем:

$$\lambda_{mi1} = 1 - 0,01 \cdot (4,37 - 1) = 0,9663, \quad \lambda_{mi2} = 1 - 0,01 \cdot (4,16 - 1) = 0,9684;$$

$\lambda_{пл}$ – **коэффициент плотности**. Значения коэффициента находятся в пределах $\lambda_{пл} = 0,96 \div 0,98$. Возьмем $\lambda_{пл1} = 0,96$; $\lambda_{пл2} = 0,97$.

λ_{0i} – **объемный коэффициент**. Значение коэффициента рассчитаем по формуле:

$$\lambda_{0i} = 1 - a_M \left[\left(\frac{p_{2i}}{p_{всi}} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \quad (10)$$

где a_M – величина относительного мертвого объема. Возьмем $a_M = 0,1$, m – показатель политропы. Значение показателя примем в обеих ступенях: $m = 1,2$.

После подстановки:

$$\lambda_{01} = 1 - 0,1 \cdot \left[\left(\frac{0,417}{0,1} \right)^{\frac{1}{1,2}} - 1 \right] = 0,771;$$

$$\lambda_{02} = 1 - 0,1 \cdot \left[\left(\frac{1,635}{0,4} \right)^{\frac{1}{1,2}} - 1 \right] = 0,777.$$

$\lambda_{вл}$ – **коэффициент влажности**. Значение коэффициента рассчитаем по формуле:

$$\lambda_{вл} = 1 - v_{ki},$$

где v_{ki} – относительная доля потери производительности. Значение v_{ki} определим по формуле:

$$v_{ki} = \frac{\psi \cdot p_{нп} \cdot R_{\Gamma}}{(p_{вс} - \psi \cdot p_{нп}) \cdot R_{вп}}, \quad (11)$$

где $\psi = 0,8$ – относительная влажность воздуха при условиях всасывания;

$p_{нп} = 2332$ – давление насыщенных паров при температуре всасывания в I-ю ступень, Па;

$R_{\Gamma} = 287,2$; $R_{вп} = 462$ – универсальные газовые постоянные соответственно сжимаемого воздуха и водяного пара, Дж/кг·К.

После подстановки:

$$v_{k1} = \frac{0,8 \cdot 2332 \cdot 287,2}{(0,1 \cdot 10^6 - 0,8 \cdot 2332) \cdot 462} = 0,0118 ;$$

$$\lambda_{вл1} = 1 - 0,0118 = 0,9882 ;$$

$$v_{k2} = \frac{0,8 \cdot 2332 \cdot 287,2}{(0,4 \cdot 10^6 - 0,8 \cdot 2332) \cdot 462} = 0,0029 ;$$

$$\lambda_{вл2} = 1 - 0,0029 = 0,9971 .$$

Коэффициент подачи после подстановки предварительно рассчитанных коэффициентов:

$$\lambda_1 = 0,771 \cdot 0,95 \cdot 0,9663 \cdot 0,96 \cdot 0,9982 = 0,68 ;$$

$$\lambda_2 = 0,777 \cdot 0,96 \cdot 0,9684 \cdot 0,97 \cdot 0,9971 = 0,7 .$$

Таблица 3.1.3 - Коэффициент подачи и его составляющие

Коэффициент подачи и его составляющие	I ступень	II ступень
λ_{opi}	0,95	0,96

λ_{mi}	0,9663	0,9684
λ_{nli}	0,96	0,97
λ_{0i}	0,771	0,777
λ_{eli}	0,9882	0,9971
λ_i	0,68	0,7

Определение основных размеров и параметров ступеней

Найдем описываемый поршнем объем на I-й ступени:

$$V_{hi} = \frac{V_e}{\lambda_1}; \quad (12)$$

где V_e – производительность компрессора.

Получим:

$$V_{h1} = \frac{2}{0,68} = 2,94 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Газ охлаждается не полностью при переходе из одной ступени сжатия в другую.

Рассчитаем температуру всасывания во II ступень по формуле:

$$T_{вс2} = T_{вс1} + \Delta T, \quad (13)$$

где ΔT – недоохлаждение перед II-й ступенью ($\Delta T = 10 \text{ К}$).

Получаем:

$$T_{вс2} = 293 + 10 = 303 \text{ К}.$$

Рассчитываем объем описанный поршнем II-й ступени по формуле:

$$V_{h2} = \frac{V_e \cdot p_{вс1} \cdot T_{вс2}}{\lambda_2 \cdot p_{вс2} \cdot T_{вс1}} = 0,739 \text{ м}^3/\text{с}. \quad (14)$$

Таблица 3.1.4 – Параметры компрессора 4BM10 – 120/9

$V_h, \text{ м}^3/\text{с}$	$P_\kappa, \text{ МПа}$	$n, \text{ об/мин}$	$S, \text{ мм}$	$C_m, \text{ м/с}$	$N \text{ на валу, кВт}$
2,94	0,9	600	220	4,4	809

Активные площади поршней I, II ступеней определяем из уравнения:

$$F_{\Pi i} = \frac{2V_{hi}}{C_m}. \quad (15)$$

Из-за того, что в каждой ступени 2 цилиндра, формула имеет вид:

$$F_{\Pi i} = \frac{V_{hi}}{C_m}, \quad (16)$$

где C_m – средняя скорость поршня (берем из таблицы 3.1.4).

Тогда:

$$F_{\Pi 1} = \frac{2,94}{4,4} = 0,668 \text{ м}^2; \quad F_{\Pi 2} = \frac{0,739}{4,4} = 0,168 \text{ м}^2.$$

Диаметры цилиндров в ступенях двойного действия со штоком с одной стороны поршня рассчитываются по формуле:

$$D_i = \sqrt{\frac{(F_{\Pi i} \cdot f_{шт})^2}{\pi}}, \quad (17)$$

где $f_{шт}$ - площадь штока, она равна $f_{шт} = \frac{0,05 \cdot \pi \cdot D^2}{4}$;

Тогда получим выражение для расчета диаметра цилиндра:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\Pi 1}}{1,95 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,668}{1,95 \cdot 3,14}} = 0,66 \text{ м};$$

$$f_{шт} = \frac{0,05 \cdot 3,14 \cdot 0,66^2}{4} = 0,017 \text{ м}^2.$$

Рассчитаем значение D_2 :

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\Pi 2}}{1,95 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,168}{1,95 \cdot 3,14}} = 0,33 \text{ м}.$$

Значения D_1 и D_2 округляем до ближайшего стандартного размера диаметра цилиндра по ГОСТ 9515–81 [6]: $D_1 = 0,670$ м; $D_2 = 0,320$ м.

Получаем геометрические площади поршней после подстановки:

$$F'_{\Pi 1} = \frac{\pi \cdot 0,67^2}{4} = 0,352 \text{ м}^2; F'_{\Pi 2} = \frac{\pi \cdot 0,32^2}{4} = 0,08 \text{ м}^2.$$

Уточним объемы, описанные поршнями, по формуле:

$$V_{hi} = \frac{1,95 \cdot c_m \cdot \pi \cdot D^2}{4}; \quad (18)$$

После подстановки:

$$V_{h1} = \frac{1,95 \cdot 4,4 \cdot 3,14 \cdot 0,67^2}{4} = 3,025 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$V_{h2} = \frac{1,95 \cdot 4,4 \cdot 3,14 \cdot 0,32^2}{4} = 0,689 \text{ м}^3/\text{с}.$$

С учетом округления основных размеров цилиндра проверяем производительность компрессора: так как $V_e = \lambda_1 \cdot V_{h1}$, получаем $V_e = 0,68 \cdot 2,94 = 1,9992 \text{ м}^3/\text{с}$.

Согласно ГОСТ 20073–81 производительность компрессора не должна отличаться от номинальной более чем на ± 2 %. В нашем случае отклонение составляет $\pm 0,61$ %.

Таблица 3.1.5 – Параметры ступеней компрессора

Параметр	I ступень	II ступень
Число цилиндров	2	2
Диаметр цилиндров D_i , м ²	0,670	0,320
Площадь поршня $F_{\Pi i}$, м ²	0,352	0,08
Объем описываемый поршнями V_{hi} , м ³ /с	3,025	0,689

Определение индикаторной мощности компрессора и выбор электродвигателя

Сумма индикаторных мощностей отдельных ступеней сжатия есть индикаторная мощность многоступенчатого компрессора:

$$N_U = \sum_{i=1}^{i=z} N_{Ui} , \quad (19)$$

где z – число ступеней ($z = 2$);

N_{ui} – индикаторная мощность i -ой ступени, которая рассчитывается по уравнению:

$$N_{Ui} = p_{вс1} \cdot (1 - x_{1i}) \cdot V_{h1} \cdot \left[(1 + a_i) \cdot A_{ci} - a_i \cdot \Pi_{\psi i}^{\frac{1}{n_{pi}}} \cdot A_{pi} \right], \quad (20)$$

где x_{1i} – средняя относительная потеря давления на всасывание в ступень;

a_i – относительная величина мертвого пространства в ступени;

$\Pi_{\psi i}$ – отношение давлений в цилиндре;

A_{pi} и A_{ci} – величины, определяемые ниже.

Рассчитываем все величины, необходимые для нахождения индикаторной мощности ступеней. Средние относительные потери давления во всасывающих и нагнетательных клапанах равны [6,8,9]: $x_{11} = 0,03 \div 0,07$; $x_{21} = 0,8 \cdot x_{11}$.

Берем $x_{11} = 0,07$, тогда $x_{21} = 0,8 \cdot 0,07 = 0,056$. Потери во второй ступени будут равны: $x_{12} = 0,8 \cdot 0,07 = 0,056$, тогда $x_{22} = 0,8 \cdot 0,056 = 0,045$.

Отношение давлений газа в цилиндрах ($\Pi_{\psi i}$) находим по формулам:

$$\begin{aligned} \Pi_{\psi 1} &= \frac{p_{вс2}(1+x_{21})}{p_{вс1}(1-x_{11})} = \frac{0,4(1+0,056)}{0,1(1-0,07)} = 4,54 ; \\ \Pi_{\psi 2} &= \frac{p_{н2}(1+x_{22})}{p_{н1}(1-x_{21})} = \frac{1,6(1+0,045)}{0,4(1-0,056)} = 4,42 . \end{aligned} \quad (21)$$

Значения величин A_{pi} и A_{ci} определяем по формулам:

$$A_{ci} = \frac{n_{ci}}{n_{ci}-1} \left[\Pi_{\psi i}^{\frac{n_{ci}-1}{n_{ci}}} - 1 \right]; \quad A_{pi} = \frac{n_{pi}}{n_{pi}-1} \left[\Pi_{\psi i}^{\frac{n_{pi}-1}{n_{pi}}} - 1 \right]. \quad (22)$$

где n_{ci} – показатель политропы сжатия, он находится по приближенной формуле:

$$n_{ci} = n_{cl} + 0,015(i - 1)k,$$

где k – показатель адиабаты, принимаем $k = 1,4$.

Величина n_{cl} находится из соотношения $n_{ci} = a \cdot k$,

где a – коэффициент, значения которого находятся в пределах $a = 0,92 \div 1$. Меньшее значение коэффициента a следует выбирать для компрессоров небольшой производительности и отношений давления, близких к 1. Для нашего случая принимаем $a = 1$.

Получаем:

$$n_{cl} = 1 \cdot 1,4 = 1,4; \quad n_{c2} = 1,4 + 0,015 \cdot (2 - 1) \cdot 1,4 = 1,421.$$

n_{pi} – показатель политропы расширения находится по формуле:

$$n_{pi} = (0,92: 0,98) \cdot n_{ci}; \tag{23}$$

$$n_{p1} = 0,97 \cdot 1,4 = 1,358; \quad n_{p2} = 0,97 \cdot 1,421 = 1,378.$$

Рассчитаем:

$$A_{c1} = \frac{1,4}{1,4-1} \left[4,54^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 \right] = 1,89;$$

$$A_{c2} = \frac{1,421}{1,421-1} \left[4,42^{\frac{1,421-1}{1,421}} - 1 \right] = 1,87;$$

$$A_{p1} = \frac{1,358}{1,358-1} \left[4,54^{\frac{1,358-1}{1,358}} - 1 \right] = 1,85;$$

$$A_{p2} = \frac{1,378}{1,378-1} \left[4,42^{\frac{1,378-1}{1,378}} - 1 \right] = 1,84;$$

Все рассчитанные величины подставляем в формулу индикаторной мощности ступеней, кВт:

$$N_{U1} = 0,1 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,07) \cdot 3,025 \cdot \left[(1 + 0,1) \cdot 1,89 - 0,1 \cdot 4,54^{\frac{1}{1,358}} \cdot 1,85 \right] = 426,3 \text{ кВт},$$

$$N_{U2} = 0,4 \cdot 10^3 \cdot (1 - 0,056) \cdot 0,689 \cdot \left[(1 + 0,1) \cdot 1,87 - 0,1 \cdot 4,42^{\frac{1}{1,378}} \cdot 1,84 \right] = 394,4 \text{ кВт}.$$

Полная индикаторная мощность компрессора будет равна:

$$N_U = 426,3 + 394,4 = 820,7 \text{ кВт}.$$

Потребляемая компрессором мощность находится по формуле:

$$N_K = \frac{N_U}{\eta_{\text{мех}}}, \quad (24)$$

где $\eta_{\text{мех}}$ – механический коэффициент полезного действия компрессора (принимаем $\eta_{\text{мех}} = 0,95$ [8]).

Получаем:

$$N_K = \frac{820,7}{0,95} = 864 \text{ кВт}.$$

Электродвигатель должен обладать мощностью: $N \geq N_{\text{эд}}$, где $N_{\text{эд}} = 1,2 \cdot N_K$, откуда $N_{\text{эд}} = 1,2 \cdot 864 = 1036,8 \text{ кВт}$.

Подбор электродвигателя

Двигатель подбирается по каталогу в том случае, если компрессор не комплектуется специальным фланцевым двигателем и его привод осуществляется через муфту или иным образом. Зная $N_{\text{эд}}$ и скорость вращения вала можно подобрать электродвигатель.

По каталогу электродвигателей возьмем двигатель СНД-2-17-39-12.

Таблица 3.1.6 – Технические характеристики электродвигателя

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	КПД, %	$\frac{M_{\text{max}}}{M_{\text{min}}}$	$\frac{I_n}{I_{\text{ном}}}$	$\frac{M_n}{M_{\text{ном}}}$	$\frac{M_s}{M_{\text{ном}}}$	Момент инерции механизма, кг·м ²	Масса общая, 10 ³ кг
17-49-12	1000	500	94,9	1,8	4,5	1,0	1,0	2700	6

Определение температуры нагнетания

Находим температуру нагнетания, так как принимаем, что сжатие воздуха происходит по адиабате, то формула выглядит:

$$T_{hi} = T_{vci} \cdot \varepsilon_{\psi i}^{\frac{k-1}{k}}, \quad (25)$$

где $k = 1,4$ – показатель адиабаты,

$\varepsilon_{\psi i}$ – относительное повышение давления в цилиндре (смотри таблицу 3.1.2).

Таким образом, нам известны значения всех необходимых величин.

Тогда:

$$T_{h1} = 293 \cdot 4,37^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 447 \text{ K},$$

$$T_{h2} = 303 \cdot 4,16^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 455 \text{ K}.$$

Допустимой является температура нагнетания до 454 К.

Выбор клапанов по пропускной способности

Допустимые относительные потери мощности в клапанах и соответствующие им значения критерия скорости выбираем по рекомендациям [6]:

$$\text{I ступень: } \left(\frac{\Delta N_{\text{кл}}}{N_{\text{ном}}} \right)_{\text{max}} = 11,2\%$$

$$F_{\text{вс max}} = 0,22 ,$$

$$\text{II ступень: } \left(\frac{\Delta N_{\text{кл}}}{N_{\text{ном}}} \right)_{\text{max}} = 11,2\%$$

$$F_{\text{вс max}} = 0,22 .$$

При условиях в клапане скорость звука определяем по формуле:

$$a_{\text{зв}} = \sqrt{kRT} , \quad (26)$$

где R – газовая постоянная воздуха: $R = 287,2 \text{ Дж/кг} \cdot \text{К}$.

$$a_{\text{зв вс 1}} = \sqrt{1,4 \cdot 287,2 \cdot 293} = 343,2 \text{ м/с} ;$$

$$a_{\text{зв вс 2}} = \sqrt{1,4 \cdot 287,2 \cdot 303} = 349 \text{ м/с} ;$$

$$a_{3B H 1} = \sqrt{1,4 \cdot 287,2 \cdot 447} = 424 \text{ м/с ;}$$

$$a_{3B H 2} = \sqrt{1,4 \cdot 287,2 \cdot 455} = 428 \text{ м/с .}$$

Допустимая условная скорость газа в клапане находится по формуле:

$$\omega_{\phi i} = F_i \cdot a_{BCi} , \quad (27)$$

где F_i – величина критерия скорости (смотри выше).

Получаем:

$$\omega_{\phi BC 1} = 0,22 \cdot 343,2 = 75,504 \text{ м/с ;}$$

$$\omega_{\phi H 1} = 0,22 \cdot 424 = 93,28 \text{ м/с ;}$$

$$\omega_{\phi BC 2} = 0,22 \cdot 349 = 76,78 \text{ м/с ;}$$

$$\omega_{\phi H 2} = 0,22 \cdot 428 = 94,16 \text{ м/с .}$$

Число клапанов примем в обеих ступенях: $z_{кл.вс.1} = 3$; $z_{кл.вс.2} = 2$;

$$z_{кл.н.1} = 3; z_{кл.н.2} = 2.$$

Необходимое значение эквивалентной площади клапана рассчитаем по формуле:

$$\Phi_i = \frac{F_{Pi} \cdot C_m}{z_{кл i} \cdot \omega_{\phi i}} , \quad (28)$$

где C_m - средняя скорость поршня (берем из табл. 3.1.4).

$$\Phi_{BC 1} = \frac{10^4 \cdot 0,352 \cdot 4,4}{3 \cdot 75,504} = 68,4 ,$$

$$\Phi_{BC 2} = \frac{10^4 \cdot 0,08 \cdot 4,4}{2 \cdot 76,78} = 22,9 ,$$

$$\Phi_{H 1} = \frac{10^4 \cdot 0,352 \cdot 4,4}{3 \cdot 93,28} = 55,4 ,$$

$$\Phi_{H 2} = \frac{10^4 \cdot 0,08 \cdot 4,4}{2 \cdot 94,16} = 18,7 .$$

По найденным необходимым значениям эквивалентной площади клапанов выбираем клапаны типа КТ по ГОСТ 26 – 12 – 2030 – 81 [6].

I ступень:

$$\underline{\text{ВКТ 220 – 3,5 – 1,0}} \quad \Phi_{BC 1} = 68,4 \quad \underline{\text{НКТ 220 – 3,0 – 1,0}} \quad \Phi_{H 1} = 55,4$$

II ступень:

ВКТ 160 – 3,0 – 1,0

$\Phi_{\text{вс } 2} = 22,9$

НКТ 180 – 1,5 – 1,0

$\Phi_{\text{н } 2} = 18,7$

Основные параметры клапанов ВКТ и НКТ показаны в таблице 3.1.7:

Неполный шифр клапана	Эквивалентная площадь Φ , см ² , не менее	Мертвый объем клапана V_M , см ³	Ширина прохода в седле b , мм	Высота подъема пластины h , мм	d_1 , мм	d_2 , мм	$h_{\text{вс}} = h_H$, мм	h_1 , мм	H , мм	Число кольцевых проходов
I – ступень										
ВКТ 220 – 3,5 – 1,0	62,5	515	7	3,5	220	235	12	38,0	95	5
НКТ 220 – 3,0 – 1,0	53,4	555	7	3,0	220	235	12	37,5	95	5
II – ступень										
ВКТ 160 – 3,0 – 1,0	28,6	294	8	3,0	160	175	12	33,5	85	3
НКТ 180 – 1,5 – 1,0	23,4	324	7	1,5	180	195	12	36,0	90	4

Подбор пружин клапанов

Рассчитаем скорректированное значение эквивалентной скорости газа в клапане по формуле:

$$\omega_{\Phi i} = \frac{F'_{\Pi i} \cdot C_m}{Z_{\text{кл ш}} \cdot \Phi_i}, \quad (29)$$

Подставим значения:

$$\omega_{\Phi \text{ вс } 1} = \frac{10^4 \cdot 0,352 \cdot 4,4}{3 \cdot 68,4} = 75,5 \text{ м/с},$$

$$\omega_{\Phi \text{ вс } 2} = \frac{10^4 \cdot 0,08 \cdot 4,4}{2 \cdot 22,9} = 76,9 \text{ м/с},$$

$$\omega_{\Phi \text{ н } 1} = \frac{10^4 \cdot 0,352 \cdot 4,4}{3 \cdot 55,4} = 93,2 \text{ м/с},$$

$$\omega_{\Phi \text{ н } 2} = \frac{10^4 \cdot 0,08 \cdot 4,4}{2 \cdot 18,7} = 94,1 \text{ м/с}.$$

Уточним значение критерия скорости газа в клапане:

$$F_i = \frac{\omega_{\phi i}}{a_{3B i}}, \quad (30)$$

Получаем:

$$F_{BC1} = \frac{75,5}{343,2} = 0,2199 ,$$

$$F_{BC2} = \frac{76,9}{349} = 0,2203 ,$$

$$F_{H1} = \frac{93,2}{424} = 0,2198 ,$$

$$F_{H2} = \frac{94,1}{428} = 0,2198 .$$

По найденной скорректированной величине критерия скорости F_i рассчитываем максимальное значение потери давления в клапане в x_{maxi} случае. Для этого воспользуемся графиком [6] зависимости x_{maxi} от F_i :

$$x_{max BC1} = 0,059 ; x_{max BC2} = 0,06 ; x_{max H1} = 0,1 ; x_{max H2} = 0,1 .$$

$$\text{Руководствуемся отношением: } \Theta = \frac{x_{no}}{x_{maxi}} = 0,1:0,3 \text{ (берем } \Theta = 0,3\text{).}$$

По найденным значениям Θ и x_{maxi} рассчитываем минимальное значение перепада давлений в клапане, необходимого для преодоления силы упругости пружины в полностью открытом клапане:

$$x_{no i} = \Theta \cdot x_{maxi} , \quad (31)$$

Получаем:

$$x_{no BC1} = 0,3 \cdot 0,059 = 0,0177 ;$$

$$x_{no BC2} = 0,3 \cdot 0,06 = 0,018 ;$$

$$x_{no H1} = 0,3 \cdot 0,1 = 0,03 ;$$

$$x_{no H2} = 0,3 \cdot 0,1 = 0,03 .$$

Найдем минимальный перепад давлений полного открытия клапана:

$$\Delta p_{no i} = x_{no i} \cdot p_i , \quad (32)$$

где p_i – давления всасывания и нагнетания в I и II ступени:

$$\Delta p_{no BC1} = 0,0177 \cdot 0,1 = 17700 \text{ Н/м}^2;$$

$$\Delta p_{no BC2} = 0,018 \cdot 0,4 = 7200 \text{ Н/м}^2 ;$$

$$\Delta p_{n o n1} = 0,03 \cdot 0,4 = 1200 \text{ Н/м}^2 ;$$

$$\Delta p_{n o n2} = 0,03 \cdot 1,6 = 4800 \text{ Н/м}^2 .$$

Рассчитаем отношение полной высоты подъема пластины к ширине прохода в щели. Значения h и b возьмем из табл. 3.1.7:

I ступень:

$$\text{Нагнетательные клапаны: } \frac{h}{b} = \frac{3}{7} = 0,43 ;$$

$$\text{Всасывающие клапаны: } \frac{h}{b} = \frac{3,5}{7} = 0,5 ;$$

II ступень:

$$\text{Нагнетательные клапаны: } \frac{h}{b} = \frac{1,5}{7} = 0,21 ;$$

$$\text{Всасывающие клапаны: } \frac{h}{b} = \frac{3}{8} = 0,375 .$$

На основе рассчитанных значений отношений h/b считаем коэффициент давления потока ρ_p . Для этого воспользуемся графиком коэффициента давления потока для кольцевых и дисковых клапанов [6]:

$$\rho_{p \text{ вс}1} = 1,28 ;$$

$$\rho_{p \text{ вс}2} = 1,27 ;$$

$$\rho_{p \text{ н}1} = 1,275 ;$$

$$\rho_{p \text{ н}2} = 1,17 .$$

Приведенную силу упругости пружины рассчитаем по формуле:

$$B_{\text{пр} i} = \Delta p_{n o i} \cdot \rho_{p i}, \quad (33)$$

Подставим все рассчитанные необходимые значения в приведенную формулу.

Получаем:

$$B_{\text{пр} \text{ вс}1} = 17700 \cdot 1,28 = 22656 \text{ Н/м}^2 ;$$

$$B_{\text{пр} \text{ вс}2} = 7200 \cdot 1,27 = 9144 \text{ Н/м}^2 ;$$

$$B_{\text{пр н1}} = 1200 \cdot 1,275 = 1530 \text{ Н/м}^2 ;$$

$$B_{\text{пр н2}} = 4800 \cdot 1,17 = 5616 \text{ Н/м}^2 .$$

Округляем значения приведенной силы упругости пружины до ближайшего номинального значения из стандартного ряда [6]:

$$B_{\text{пр вс1}} = 30000 \text{ Н/м}^2 ;$$

$$B_{\text{пр н1}} = 2750 \text{ Н/м}^2 ;$$

$$B_{\text{пр вс2}} = 14450 \text{ Н/м}^2 ;$$

$$B_{\text{пр н2}} = 8000 \text{ Н/м}^2 .$$

Рассчитаем силу давления пружины на пластины клапана по формуле:

$$P_{\text{пр ном } i} = B_{\text{пр } i} \cdot f_{ci} , \quad (34)$$

где f_c – площадь проходного сечения в седле, она определяется по формуле:

$$f_{ci} = \frac{\Phi_i}{0,7} , \quad (35)$$

Тогда:

$$f_{c \text{ вс1}} = \frac{68,4}{0,7} = 97,7 \text{ см}^2 ;$$

$$f_{c \text{ н1}} = \frac{55,4}{0,7} = 79,1 \text{ см}^2 ;$$

$$f_{c \text{ вс2}} = \frac{22,9}{0,7} = 32,7 \text{ см}^2 ;$$

$$f_{c \text{ н2}} = \frac{18,7}{0,7} = 26,7 \text{ см}^2 .$$

$$P_{\text{пр ном вс1}} = 30000 \cdot 0,00977 = 293,1 \text{ Н};$$

$$P_{\text{пр ном н1}} = 2750 \cdot 0,00791 = 21,8 \text{ Н};$$

$$P_{\text{пр ном вс2}} = 14450 \cdot 0,00327 = 47,25 \text{ Н};$$

$$P_{\text{пр ном н2}} = 8000 \cdot 0,00267 = 21,36 \text{ Н};$$

Тепловой расчет завершен.

2.3 Динамический расчет

Как уже отмечалось в тепловом расчёте, компрессор имеет следующую схему (рисунок. 7):

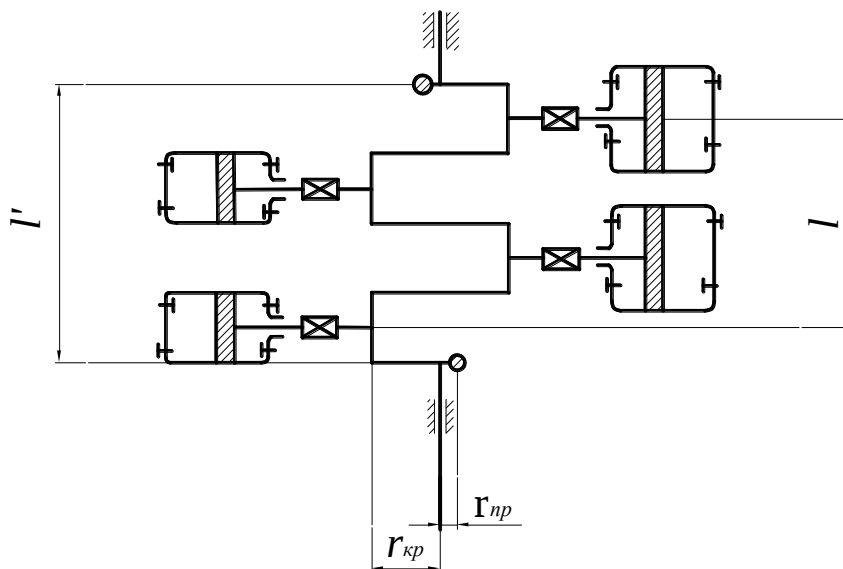


Рисунок 7. Схема двухступенчатого оппозитного компрессора

Массу шатуна $m_{ш}$ разбивают на две части: $m_{шс} = 0,3m_{ш}$ и $m_{шр} = 0,7m_{ш}$.

Масса возвратно-поступательно движущихся частей для каждого ряда рассчитывается:

$$m_S = m_n \cdot m_{шт} \cdot m_{кр} \cdot m_{шс} . \quad (36)$$

Масса вращающихся частей будет рассчитываться:

$$m_r = m_k + 2m_{шр} . \quad (37)$$

Таблица 3.2.1 – Массы вращающихся частей

№ п/п	Наименование	Масса, кг
1	Поршень m_n	37,44
2	Шток $m_{шт}$	28,31
3	Крейцкопф с крейцкопфным пальцем $m_{кр}$	158
4	Шатун $m_{ш}$	24
5	Колено вала m_k	55

$$m_{шс} = 0,3 \cdot 24 = 7,2 \text{ кг}; \quad m_{шr} = 0,7 \cdot 24 = 16,8 \text{ кг}.$$

Величины, необходимые для расчета:

- угловая скорость вращения коленчатого вала

$$\omega = 2\pi n_0, \quad (38)$$

где n_0 – частота вращения коленчатого вала.

Тогда:

$$\omega = 2 \cdot 3,14 \cdot 4,4 = 27,632 \text{ рад/с};$$

- отношение радиуса кривошипа к длине шатуна

$$\lambda = \frac{r_{кр}}{l_{ш}}, \quad (39)$$

где $r_{кр}$ – радиус кривошипа; $l_{ш}$ – длина шатуна: $l_{ш} = 0,730 \text{ м}$.

Тогда:

$$\lambda = \frac{0,160}{0,730} = 0,15;$$

– приведённые массы составят:

$$m_s = 37,44 + 28,31 + 158 + 7,2 = 230,95 \text{ кг};$$

$$m_r = 55 + 16,8 = 71,8 \text{ кг}.$$

Момент сил инерции I и II в рассматриваемой схеме необходимо уравновесить:

$$m_r r_{кр} l = m_{пр} r_{пр} l', \quad (40)$$

где $r_{кр}$ – радиус установки противовеса. Конструктивно берем $r_{пр} = r_{кр}$.

Получаем:

$$m_r l = m_{пр} l'. \quad (41)$$

Выразим отсюда $m_{пр}$:

$$m_{пр} = \frac{m_r l}{l'}.$$

Подставим значения:

$$m_{пр} = \frac{71,8 \cdot 2150}{2450} = 63,01 \text{ кг}.$$

Построение индикаторных диаграмм

Индикаторные диаграммы строятся в координатах усилие – ход поршня. Сначала на диаграммы наносятся средние усилия всасывания и нагнетания ($P_{Гвс}$ и $P_{Гн}$). Они находятся по формулам:

$$P_{Гвс i} = P_{вс i}(1 - x_{1i})F_{Pi}; \quad (42)$$

$$P_{Гн i} = P_{н i}(1 + x_{2i})F_{Pi}, \quad (43)$$

где x_{1i} и x_{2i} – средние относительные потери давления.

Подставим значения:

$$P_{Гвс 1} = 0,1(1 - 0,07) \cdot 0,668 = 62,124 \text{ кН};$$

$$P_{Гн 1} = 0,1(1 + 0,056) \cdot 0,668 = 70,54 \text{ кН};$$

$$P_{Гвс 2} = 0,1(1 - 0,056) \cdot 0,168 = 15,9 \text{ кН};$$

$$P_{Гн 2} = 0,1(1 + 0,045) \cdot 0,168 = 17,6 \text{ кН}.$$

Линию сжатия строим в соответствии с уравнением политропы сжатия:

$$P_{Г i} = \frac{P_{Г 1} S_1^{n_s}}{S_i^{n_s}}, \quad (43)$$

где $P_{Г 1}$, S_1 – координаты точки соответствующей началу сжатия;

$P_{Г i}$, S_i – текущие координаты; n_{ci} – показатель политропы сжатия.

Линию расширения строят аналогично, пользуясь уравнением политропы расширения:

$$P_{Г j} = \frac{P_{Г 3} S_3^{n_s}}{S_j^{n_s}}, \quad (44)$$

где $P_{Г 3}$, S_3 – координаты точки соответствующей началу расширения;

$P_{Г j}$, S_j – текущие координаты; n_{pi} – показатель политропы расширения.

Пусть $S_1 = 42$ мм, тогда при сжатии:

$$P_{Г 2} = \frac{70,54 \cdot 32^{1,386}}{42^{1,386}} = 48,63 \text{ кН}.$$

Другие точки рассчитываются аналогично. В связи с этим остальные расчеты представим в виде таблиц 3.2.2, 3.2.3:

Таблица 3.2.2 – Расчет процессов сжатия и расширения для I ступени

S_i	32	42	52	62	72	82	92	102	112
$P_{\Gamma i}$	70,54	48,63	36,3	28,54	23,26	19,15	16,64	14,5	12,7
S_j	352	332	312	292	272	252	232	212	192
$P_{\Gamma j}$	17,6	18,18	19,57	21,35	23,63	25,51	27,22	29,98	30,18

Таблица 3.2.3 - Расчет процессов сжатия и расширения для II ступени

S_i	32	42	52	62	72	82	92	102	112
$P_{\Gamma i}$	62,12	46,50	36,44	29,62	24,74	21,88	18,28	16,05	15,3
S_j	352	332	312	292	272	252	232	212	192
$P_{\Gamma j}$	15,9	17,04	19,1	22,34	25,1	27,18	29,57	32,35	35,63

Чтобы проверить правильность построения индикаторных диаграмм рассчитаем графическим путем индикаторную мощность ступеней и сравним ее с индикаторной мощностью, рассчитанной в результате термического расчета:

$$N_{Ui} = P_{Ui} \cdot S n_0, \quad (45)$$

где P_u – средне-индикаторная поршневая сила в ступени.

Так как индикаторные диаграммы обеих полостей в каждой ступени в нашем случае одинаковы, получим:

$$P_{Ui} = \frac{2m_s m_p f_i}{s}, \quad (46)$$

где $m_p = 2$ – масштабный коэффициент поршневой силы кН/мм,

f_i – площадь соответствующей индикаторной диаграммы одной полости цилиндра, мм²,

$m_s = 0,5$ – масштабный коэффициент перемещения поршня.

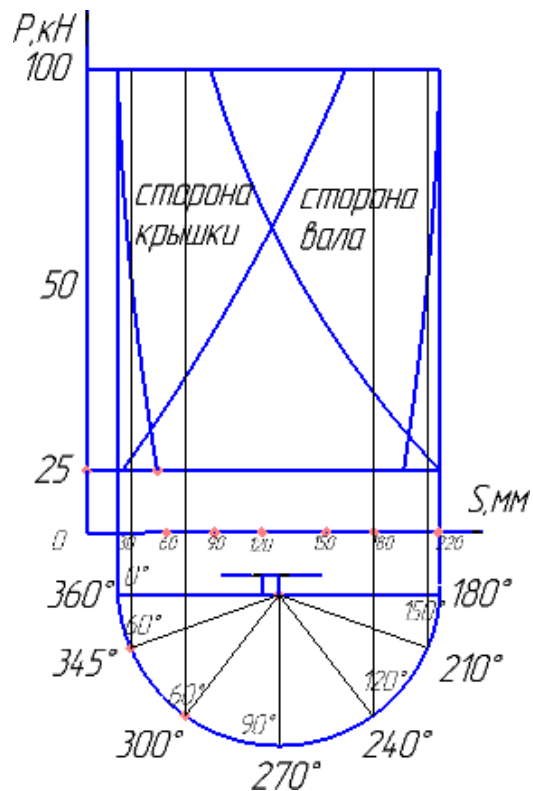


Рисунок 8 –Индикаторная диаграмма полости первой ступени

Индикаторная диаграмма второй ступени строится по такому же принципу.

После построения диаграммы подсчитаем их площади:

$$f_1 = 46085 \text{ мм}^2, \quad f_2 = 42904 \text{ мм}^2.$$

$$P_{U1} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 2 \cdot 46085}{220} = 418,95 \text{ кВт};$$

$$P_{U2} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 2 \cdot 42904}{220} = 390,04 \text{ кВт}.$$

При выполнении термического расчета были получены:

$$N_{U1} = 426,3 \text{ кВт}; \quad N_{U2} = 394,4 \text{ кВт}.$$

В первом случае погрешность составляет около 1,7 %, а во втором – 1,2 %. Результаты близки по значению, следовательно, построение индикаторных диаграмм выполнено верно.

Глава 4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

В последние десятилетия основное количество научных разработок связано с инженерной, а не с фундаментальной сферой. Для инженерной разработки очень важным параметром является её коммерческая ценность, которая объединяет в себя множество факторов и позволяет инвесторам оценить перспективность разработки, не углубляясь в её суть. Оценка коммерческой ценности разработки является необходимым условием при поиске источников финансирования.

Необходимо понимать, что коммерческая привлекательность научного исследования определяется не только превышением технических параметров над предыдущими разработками, но и тем, насколько быстро разработчик сумеет найти ответы на такие вопросы – будет ли продукт востребован рынком, какова будет его цена, каков бюджет научного проекта, какой срок потребуется для выхода на рынок и т.д.

Таким образом, целью раздела «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» является проектирование и создание конкурентоспособных разработок, технологий, отвечающих современным требованиям в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения.

Достижение цели обеспечивается решением задач:

- оценить коммерческий потенциал и перспективность проведения научных исследований;
- определить возможные альтернативы проведению научных исследований, отвечающих современным требованиям в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения;
- спланировать научно-исследовательскую работу.

4.1 Потенциальные потребители результатов исследования.

Продукт: Поршневой компрессор в зависимости от сжимающего

элемента для пневматического оборудования.

Таблица 4.1 – Карта сегментирования рынка

		Отрасль		
		Нефтегазодобывающие предприятия	Машиностроение	Нефтегазоперерабатывающие
Размер компании	Крупные	+++++	*****	*****
	Средние	*****	+++++	+++++
	Мелкие	////////		

//////// - Проведенное исследование

+++ - «Ariel»

**** - ООО "Прона"

Результаты сегментирования:

- Основными сегментами рынка являются все размеры компаний для поршневого компрессорного оборудования;
- Наиболее привлекательными сегментами рынка являются мелкие компании, связанные с применением винтовой компрессорной установки.

4.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

Детальный анализ конкурирующих разработок, 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.

С этой целью может быть использована вся имеющаяся информация о конкурентных разработках:

- технические характеристики разработки;
- конкурентоспособность разработки и т.д.

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 4.2 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений (разработок)

Критерии оценки	Вес крите- рия	Баллы			Конкуренто- способность		
		Б _ф	Б _{к1}	Б _{к2}	К _ф	К _{к1}	К _{к2}
Технические критерии оценки ресурсоэффективности							
1. Эксплуатационные характеристики	0,1	5	3	2	0,5	0,3	0,2
2. Срок службы	0,1	5	3	2	0,5	0,3	0,2
3. Ремонтопригодность	0,1	3	4	2	0,3	0,4	0,2
4. Производительность	0,11	5	4	3	0,55	0,44	0,33
5. Надежность	0,1	4	4	3	0,4	0,4	0,3
6. Простота монтажа	0,09	3	3	4	0,27	0,27	0,36
Экономические критерии оценки эффективности							
1. Конкурентоспособность продукта	0,02	3	3	2	0,06	0,06	0,04
2. Уровень проникновения на рынок	0,07	4	4	3	0,28	0,28	0,21
3. Цена	0,08	5	4	3	0,4	0,32	0,24
4. Предполагаемый срок эксплуатации	0,1	4	3	3	0,4	0,3	0,3
5. Обслуживание	0,1	4	5	5	0,4	0,5	0,5
6. Финансирование	0,03	3	3	2	0,09	0,09	0,06
Итого	1	48	43	35	4,15	3,66	2,94

- Б_ф – продукт проведенной работы;
- Б_{к1} - «Ariel»;

- Б_{к2} - ООО "Прона".

Анализ конкурентных технических решений показал, что целесообразно использовать поршневую компрессорную установку, так как она обладает рядом преимуществ. Наивысший вклад несут такие характеристики как: цена, надёжность, производительность, срок службы и эксплуатационные характеристики.

1. Конкурент 1 – «Ariel»

$$K_{kc1}=4,15/3,66= 1,13.$$

2. Конкурент 2 – ООО "Прона"

$$K_{kc2}=4,15 /2,94= 1,411.$$

В каждом случае предприятие признано конкурентоспособным, т.к.
 $K_{kc} > 1$.

4.3 SWOT-анализ

SWOT-анализ представляет собой комплексный анализ инженерного проекта. Его применяют для того, чтобы перед организацией или менеджером проекта появилась отчетливая картина, состоящая из лучшей возможной информации и данных, а также сложилось понимание внешних сил, тенденций и подводных камней, в условиях которых научно- исследовательский проект будет реализовываться.

В первом этапе обычно описываются сильные и слабые стороны проекта, а также возможности и угрозы для реализации проекта, которые проявились или могут появиться в его внешней среде.

Результаты первого этапа SWOT-анализа представлены в табличной форме (таблица 4.3.1).

Таблица 4.3.1 – Матрица SWOT

	Сильные стороны научно-исследовательского проекта: С1. Квалифицированный персонал; С2. Высокий срок эксплуатации компрессора; С3. Надежность данного оборудования по сравнению с другими; С4. Определение возможных опасных проявлений при работе компрессора до его производства; С5. Наличие финансирования компании.	Слабые стороны научно-исследовательского проекта: Сл1. Остановка компрессорной установки в процессе монтажа; Сл2. Уменьшение производительности компрессорной установки; Сл3. Не испытан в работе; Сл4. Сложность сборки оборудования.
Возможности: В1. Использование инновационной инфраструктуры ТПУ; В2. Существование потенциального спроса на данную разработку со стороны газодобывающих и нефтяных компаний; В3. Развитие технологий в В4. Повышение стоимости конкурентных исследований.		
Угрозы: У1. Отсутствие спроса на данные исследования; У2. Введения дополнительных государственных требований к сертификации продукции; У3. Снижение бюджета на исследование, со стороны инвестора; У4. Появление новых конкурентных разработок.		

После того как сформулированы четыре области SWOT переходим к реализации второго этапа.

Второй этап состоит в выявлении соответствия сильных и слабых сторон

научно-исследовательского проекта внешним условиям окружающей среды. Это соответствие или несоответствие должны помочь выявить степень необходимости проведения стратегических изменений.

Интерактивная матрица проекта представлена в таблице 4.3.2, таблице 4.3.3, таблице 4.3.4, таблице 4.3.5

Таблица 4.3.2 – Интерактивная матрица возможностей и сильных сторон проекта

Сильные стороны проекта						
Возможности проекта		C1	C2	C3	C4	C5
	B1	+	-	-	-	0
	B2	0	+	0	0	-
	B3	+	+	+	0	0
	B4	+	0	0	-	0

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и сильные стороны проекта: B1C1, B2C2, B3C1C2C3, B4C1.

Таблица 4.3.3 – Интерактивная матрица возможностей и слабых сторон проекта

Слабые стороны проекта					
Возможности проекта		Сл1	Сл2	Сл3	Сл4
	B1	-	-	-	-
	B2	-	-	0	-
	B3	-	-	0	+
	B4	-	0	-	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и слабые стороны проекта: B3Сл2Сл4.

Таблица 4.3.4 – Интерактивная матрица угроз и сильных сторон проекта

Сильные стороны проекта						
Угрозы проекта		C1	C2	C3	C4	C5
	У1	-	-	-	-	-
	У2	-	-	+	0	-
	У3	-	+	-	-	-
	У4	-	0	+	-	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и сильные стороны проекта: У2С1С3, У3С2, У4С3С4.

Таблица 4.3.5 – Интерактивная матрица угроз и слабых сторон проекта

Слабые стороны проекта					
Угрозы проекта		Сл1	Сл2	Сл3	Сл4
	У1	-	-	-	-
	У2	-	+	-	-
	У3	-	-	-	0
	У4	-	-	-	-

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и сильные стороны проекта: У2Сл2.

В рамках третьего этапа составляем итоговую матрицу SWOT-анализа (таблица 4.3.6).

Таблица 4.3.6 - Матрица SWOT

	Сильные стороны научно-исследовательского проекта: С1.Квалифицированный персонал; С2.Высокий срок эксплуатации компрессора; С3.Надежность данного оборудования по сравнению с другими; С4.Определение возможных опасных проявлений при работе компрессора до его производства; С5. Наличие финансирования компании.	Слабые стороны научно-исследовательского проекта: Сл1.Остановка компрессорной установки в процессе монтажа; Сл2.Уменьшение производительности компрессорной установки; Сл3. Не испытан в работе; Сл4.Сложность сборки оборудования.
Возможности: В1.Использование инновационной инфраструктуры ТПУ; В2.Существование потенциального спроса на	Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Сильные стороны и возможности»: В1С1-для исследования проекта необходимы	Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Слабые стороны и возможности»: В3СЛ3- С созданием новых технологий появится

данную разработку со стороны газодобывающих и нефтяных компаний; В3. Развитие технологий в данной отрасли; В4. Повышение стоимости конкурентных исследований.	лаборатории ТПУ, допуск к которым имеет квалифицированный персонал. В2С2-при потенциальном спросе со стороны газодобывающих и нефтяных компаний возможно повышение срока эксплуатации.	возможность усовершенствования в сборке оборудования.
Угрозы: У1. Отсутствие спроса на данные исследования; У2. Введения дополнительных государственных требований к сертификации продукции; У3. Снижение бюджета на исследование, со стороны инвестора; У4. Появление новых конкурентных разработок.	Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Сильные стороны и угрозы»: У2С1-возможно развитие новых государственных требований к сертификации продукта, если при их создании участвует квалифицированный персонал. У4С3-с появлением новых разработок появится угроза уменьшения надежности данного оборудования.	Результаты анализа интерактивной матрицы проекта полей «Слабые стороны и угрозы» У2СЛ2 введения дополнительных государственных требований к сертификации продукции может привести к уменьшению производительности компрессорной установки

4.4 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.

По каждому виду запланированных работ устанавливается соответствующая должность исполнителей.

В данном разделе составим список этапов и работ в рамках проведения научного исследования, проведем распределение исполнителей по категориям работ.

Порядок составления этапов и работ, распределение исполнителей по данным видам работ приведен в таблице 4.4.1

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Разработка конструкторской документации	1	Составление и утверждение технического задания	Инженер проектировщик
	2	Подбор и изучение материалов по теме	
	3	Календарное планирование работ по теме	
Теоретические и экспериментальные исследования	4	Проведение теоретических расчетов и обоснований	Инженер-конструктор
	5	Подбор модели компрессора и проведение испытаний	
Оформления экспертизы	6	Составление экспертизы готового проекта	Инженер-испытатель, заказчик

4.4 Определение трудоемкости выполнения работ

Трудовые затраты в большинстве случаях образуют основную часть стоимости разработки, поэтому важным моментом является определение трудоемкости работ каждого из участников научного исследования.

Трудоемкость выполнения научного исследования оценивается экспертным путем в человеко-днях и носит вероятностный характер, т.к. зависит от множества трудно учитываемых факторов. Для определения, ожидаемого (среднего) значения трудоемкости используется следующая формула:

$$t_{ожи} = \frac{3t_{mini} + 2t_{maxi}}{5}, \quad (47)$$

где t_{oji} – ожидаемая трудоемкость выполнения i -ой работы чел.-дн.;

t_{mini} – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (оптимистическая оценка: в предположении наиболее благоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.;

t_{maxi} – максимально возможная трудоемкость выполнения заданной i -ой работы (пессимистическая оценка: в предположении наиболее неблагоприятного стечения обстоятельств), чел.-дн.

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 %.

$$T_{pi} = \frac{t_{oji}}{Ч_i}, \quad (48)$$

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

t_{oji} – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел.-дн.;

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

4.5 Разработка графика проведения научного исследования

Наиболее удобным и наглядным является построение ленточного графика проведения научных работ в форме диаграммы Ганта.

Диаграмма Ганта – горизонтальный ленточный график, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ. Для удобства построения графика, длительность каждого из этапов работ из рабочих дней следует перевести в календарные дни. Для этого необходимо воспользоваться следующей формулой:

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot k_{\text{кал}}, \quad (49)$$

где T_{ki} – продолжительность выполнения i -й работы в календарных днях;

T_{pi} – продолжительность выполнения i -й работы в рабочих днях;

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

Коэффициент календарности определяется по следующей формуле:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - (T_{\text{вых}} + T_{\text{пр}})}, \quad (50)$$

где $T_{\text{кал}}$ – количество календарных дней в году;

$T_{\text{вых}}$ – количество выходных дней в году;

$T_{\text{пр}}$ – количество праздничных дней в году.

$$k_{\text{кал}} = \frac{365}{365 - 118} = 1,48$$

Рассчитанные значения в календарных днях по каждой работе T_{ki} округляем до целого числа.

Все рассчитанные значения сведены в таблице 4.5.1.

Таблица 4.5.1– Временные показатели проведения научного исследования

Название работы	Трудоёмкость работы			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях, T_{pi}	Длительность работ в календарных днях, T_{ki}
	Чел-дни	Чел-дни	Чел-дни			
Составление и утверждение технического задания	1	4	2,2	Инженер-проектировщик	2	3
Подбор и изучение материалов	10	14	11,6	Инженер-проектировщик	12	18
Календарное планирование работ	4	6	4,8	Инженер-проектировщик	5	8

Продолжение таблицы 4.5.1

Проведение теоретических расчетов и обоснований	1	3	1,8	Инженер-конструктор	1	2
Построение модели компрессора и проведение испытаний	7	13	9,4	Инженер-конструктор	10	15
Составление экспертизы по проекту	5	7	5,8	Инженер-испытатель, заказчик	3	5

На основе таблицы 4.5.1 строим план график, представленный в таблице 4.5.2.

Таблица 4.5.2 – Календарный план график проведения НИР по теме

№ работ	Вид работ	Исполнители	Т _{кп} , кал. дни	Продолжительность выполнения работ										
				Фев.		Март			Апрель			Май		
				2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	Составление и утверждение технического задания	Руков.	3	■										
2	Подбор и изучение материалов по теме	Испол.	18		■									
3	Проведение патентных исследований	Испол.	8			■								
4	Календарное планирование работ по теме	Руков. испол.	2					□						
5	Проведение теоретических расчетов и обоснований	Дипл.	15							□				

6	Построение модели лубрикаторного насоса и проведение исследования	Дипл.	22											
7	Оценка результатов исследования	Руков. испол.	5											
8	Составление пояснительной записки	Руков. испол.	8											



- инженер-проектировщик



- инженер-конструктор



-инженер-испытатель

4.6 Бюджет научно-технического исследования

При планировании бюджета проекта должно быть обеспечено полное и достоверное отражение всех видов расходов, связанных с его выполнением. В процессе формирования бюджета проекта используется следующая группировка затрат по статьям:

- материальные затраты проекта;
- затраты на специальное оборудование для экспериментальных работ;
- основная заработная плата исполнителей темы;
- дополнительная заработная плата исполнителей темы;
- отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления);
- затраты научные и производственные командировки;
- контрагентные расходы; - накладные расходы.

4.7 Основная заработная плата исполнителей темы

В данную статью включается основная заработная плата научных и инженерно-технических работников, а также рабочих опытных производств, непосредственно участвующих в выполнении работ по данной теме. Величина расходов по заработной плате определяется на основе трудоемкости

выполняемых работ и действующей системы тарифных ставок и окладов. В состав основной заработной платы включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 –30 % от тарифа или оклада.

Таблица 4.7.1 – Расчет основной заработной платы

№ п/п	Наименование этапов	Исполнители по категориям	Трудоемкость, чел.-дн.	Заработная плата, приходящаяся на один чел.-дн., тыс. руб.	Всего заработная плата по тарифу(окладам), тыс. руб.
1	Составление и утверждение технического задания	Инженер-проектировщик	2,2	1326	2917
2	Подбор и изучение материалов по теме	Инженер-проектировщик	11,6	583	6762
3	Календарное планирование работ по теме	Инженер-проектировщик	1,8	1909	3436
4	Проведение теоретических расчетов и обоснований	Инженер-конструктор	9,4	583	5480
5	Построение модели компрессора и проведение испытаний	Инженер-конструктор	15,4	583	8978
6	Оценка результатов исследования	Инженер-испытатель	5,8	1909	11072
7	Составление экспертизы	Инженер-испытатель	9,8	1909	18708
Итого:					60151

Настоящая статья включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением научно-технического исследования, (включая премии, доплаты) и дополнительную заработную плату:

$$З_{зп} = З_{осн} \cdot З_{доп}, \quad (51)$$

где $З_{осн}$ – основная заработная плата;

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

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

$$З_{осн} = Т_p \cdot З_{дн}, \quad (52)$$

где $З_{осн}$ – основная заработная плата одного работника;

$Т_p$ – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн.;

$З_{дн}$ – среднедневная заработная плата работника, руб.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$З_{дн} = \frac{З_m \cdot M}{F_d} = \frac{68976 \cdot 10,4}{224} = 3202 \text{ руб.} \quad (53)$$

где $З_m$ – 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 4.8.2 – Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель проекта	Исполнитель
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней:	118	118
Потери рабочего времени:		
- отпуск	48	72
- невыходы по болезни	14	14

Действительный годовой фонд рабочего времени	224	200
--	-----	-----

Месячный должностной оклад работника:

$$З_M = З_{тс} \cdot (1 + k_{пр} + k_d) \cdot k_p \quad (54)$$

где $З_{тс}$ – заработная плата по тарифной ставке, руб.;

$k_{пр}$ – премиальный коэффициент, равный 0,3 (т.е. 30% от $З_{тс}$);

k_d – 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 $З_{тс}$);

k_p – районный коэффициент, равный 1,3 (для Томска).

$$З_M = 33162 \cdot (1 + 0,3 + 0,3) \cdot 1,3 = 68976 \text{ руб.}$$

Тарифная заработная плата $З_{тс}$ находится из произведения тарифной ставки работника 1-го разряда $T_{с1} = 600$ руб. на тарифный коэффициент k_t 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.

Таблица 4.8.3 – Расчет основной заработной платы

Исполнители	$З_{тс}$, тыс. руб.	$k_{пр}$	k_d	k_p	$З_M$, тыс. руб.	$З_{дн}$, тыс. руб.	T_p , раб. дн.	$З_{осн}$, тыс. руб.
Инженер-проектировщик	33162	0,3	0,3	1,3	68976	3202	29	71222
Инженер-конструктор	14584	0,3	0,3	1,3	30334	1408	17	26464
Инженер-испытатель	11091	0,3	0,3	1,3	23070	744,2	5	8753
Итого:								107030

4.9 Дополнительная заработная плата исполнителей темы

Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы учитывают величину предусмотренных Трудовым кодексом РФ доплат за отклонение от нормальных условий труда, а также выплат, связанных с обеспечением гарантий и компенсаций (при исполнении государственных и общественных обязанностей, при совмещении работы с обучением, при предоставлении ежегодного оплачиваемого отпуска и т.д.).

Расчет дополнительной заработной платы ведется по следующей формуле:

$$\begin{aligned} Z_{\text{доп}} &= k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}} = 0,12 \cdot 35222 = 4226 \text{ руб.}; \\ Z_{\text{доп}} &= k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}} = 0,12 \cdot 71808 = 8616 \text{ руб.}, \end{aligned} \quad (55)$$

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

4.10 Формирование бюджета затрат проекта

Рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы (темы) является основой для формирования бюджета затрат проекта, который при формировании договора с заказчиком защищается научной организацией в качестве нижнего предела затрат на разработку научно-технической продукции.

Таблица 4.10 – Расчет бюджета затрат НТИ

Наименование статьи	Сумма, руб.	Примечание
1. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	107030	Пункт 4.7
2. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	12842	Пункт 4.8
7. Затраты на оформление экспертизы	1602	Пункт 4.11
8. Бюджет затрат проекта	193278	Сумма ст. 1-7

4.11 Определение ресурсоэффективности проекта

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 проекта 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:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп } i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}} = 0,79 , \quad (56)$$

$$I_{\Phi}^{\rho} = \frac{\Phi_{\rho i}}{\Phi_{\text{мак}}} = 1 ,$$

$$I_{\Phi}^{\text{a2}} = \frac{\Phi_{\rho i}}{\Phi_{\text{мак}}} = 0,95$$

где $I_{\text{финр}}^{\text{исп } i}$ – интегральный финансовый показатель разработки;

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

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

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:

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i , \quad (57)$$

где I_{pi} – интегральный показатель ресурсоэффективности;

a_i – весовой коэффициент разработки;

b_i – балльная оценка разработки, устанавливается экспертным путем по

выбранной шкале оценивания.

Таблица 4.11.1 - Сравнительная оценка характеристик вариантов исполнения проекта

Критерии исследования \ Объект	Весовой коэффициент параметра	Проект	Аналог 1	Аналог 2
1. Безопасность	0,15	5	4	3
2. Удобство в эксплуатации	0,15	5	2	4
3. Срок службы	0,1	4	3	5
4. Простота монтажа	0,20	3	4	2
5. Надежность	0,25	4	3	4
6. Материалоемкость	0,15	4	4	2
ИТОГО	1	4,1	3,35	2,85

Рассчитываем показатель ресурсоэффективности:

$$I_m^p = 0,15 \cdot 5 + 0,15 \cdot 5 + 0,1 \cdot 4 + 0,2 \cdot 3 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 = 4,1.$$

$$I_1^a = 0,15 \cdot 4 + 0,15 \cdot 2 + 0,1 \cdot 3 + 0,2 \cdot 4 + 0,25 \cdot 3 + 0,15 \cdot 4 = 3,35$$

$$I_2^a = 0,15 \cdot 3 + 0,15 \cdot 4 + 0,1 \cdot 5 + 0,2 \cdot 2 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 2 = 3,25$$

Интегральный показатель эффективности разработки ($I_{финр}^p$) и аналога ($I_{финр}^a$) определяется на основании интегрального показателя ресурсоэффективности и интегрального финансового показателя по формуле:

$$I_{финр}^p = \frac{I_m^p}{I_{\phi}^p} = \frac{4,1}{0,79} = 5,2 ,$$

$$I_{финр}^{a1} = \frac{I_m^{a1}}{I_{\phi}^{a1}} = \frac{3,35}{1} = 3,32 ,$$

$$I_{финр}^{a2} = \frac{I_m^{a2}}{I_{\phi}^{a2}} = \frac{3,25}{0,95} = 3,42 ,$$

Сравнение интегрального показателя эффективности текущего проекта и аналогов позволит определить сравнительную эффективность проекта (табл. 4.9.3).

Сравнительная эффективность проекта:

$$\mathcal{E}_{\text{ср}} = \frac{I_{\text{финр}}^{\text{р}}}{I_{\text{финр}}^{\text{а1}}} = \frac{5,2}{3,32} = 1,57 ,$$

$$\mathcal{E}_{\text{ср}} = \frac{I_{\text{финр}}^{\text{р}}}{I_{\text{финр}}^{\text{а2}}} = \frac{5,2}{3,42} = 1,52,$$

где $\mathcal{E}_{\text{ср}}$ – сравнительная эффективность проекта; $I_{\text{мэ}}^{\text{р}}$ – интегральный показатель разработки; $I_{\text{мэ}}^{\text{а}}$ – интегральный технико–экономический показатель аналога.

Таблица 4.11.2 – Сравнительная эффективность разработки

№ п/п	Показатели	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,79	1	0,95
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4,1	3,35	3,25
3	Интегральный показатель эффективности	5,2	3,32	3,42
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	1,57	1,52	

Вывод к разделу:

В ходе выполнения данной работы были рассмотрены следующие вопросы:

- составление календарного плана проект, на основании которого была построена диаграмма Ганта;
- определение бюджета проекта. Потребуется 193278 руб.;
- определение ресурсной (ресурсобережение), финансовой эффективности исследования.

Учитывая показатели ресурсоберегающей, финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности, для проведения исследования выбрали вариант с поршневым компрессором.

Глава 5. Социальная ответственность

Настоящая выпускная квалификационная работа посвящена исследованию подбора поршневого компрессора. В связи с этим данный раздел ВКР посвящен анализу возможных опасных и вредных факторов при работе с компрессорной установкой.

В качестве персонала рассматривается машинист технологических компрессоров. Рабочим местом машиниста является машинный зал компрессорной установки.

В обязанности машиниста входит обслуживание отдельных технологических компрессоров, щитов управления агрегатного уровня. Запуск и остановка технологических компрессоров, контроль за работой технологического оборудования, регулирование технологического режима работы компрессорных установок. Выявление и устранение неисправностей в работе компрессорных установок, ремонт компрессоров, их приводов, аппаратов, узлов газовых коммуникаций и вспомогательного оборудования цехов.

Основной целью раздела является рассмотрение оптимальных норм для улучшения условий труда, обеспечения производственной безопасности человека, сохранения работоспособности в процессе деятельности, повышения его производительности, а также охраны окружающей среды.

5.1 Производственная безопасность

Согласно ГОСТ 12.0.003-2015 ССБТ «Опасные и вредные производственные факторы. Классификация» выделяем следующие вредные факторы производственной среды на газокompрессорной станции при работе с компрессорной установкой (Таблица 5.1.1 и Таблица 5.1.2.).

Таблица 5.1.1 – Элементы производственного процесса, формирующие вредные факторы при работе с компрессорной установкой

Наименование работ	Факторы по ГОСТ 12.0.003-2015	Нормативные документы
Работа с компрессорной установкой	Вредные	
	Физические факторы: 1. Повышенный уровень шума на рабочем месте; 2. Повышенный уровень вибрации; Химические факторы: 3. Повышенная запыленность и загазованность рабочей зоны.	1. ГОСТ 12.1.003–2014 [22], ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ [24]; 2. ГОСТ 12.1.012-2014 ССБТ [21]; 3. ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ [26];

Таблица 5.1.2 – Элементы производственного процесса, формирующие опасные факторы при работе с компрессорной установкой

Наименование работ	Факторы по ГОСТ 12.0.003-2015	Нормативные документы
Работа с компрессорной установкой	Опасные	
	Физические факторы: 1. Повышенная температура маслосистемы 2. Пожарная и взрывная безопасность	1. ГОСТ 12.1.007 – 76 [27]; 2. ГОСТ 12.1.010–76 ССБТ [29];

5.2 Анализ производственных факторов

5.2.1 Анализ вредных производственных факторов

Рассмотрим выявленные вредные производственные факторы, которые потенциально могут воздействовать на организм человека при работе с компрессорной установкой.

Повышенный уровень шума на рабочем месте.

В зависимости от длительного и интенсивного воздействия шума происходит большее или меньшее снижение чувствительности органов слуха, выражающееся временным смещением порога слышимости, которое исчезает после окончания воздействия шума, а при большой длительности и(или) интенсивности шума происходят необратимые потери слуха (тугоухость), характеризующиеся постоянным изменением порога слышимости. Шум оказывает влияние на весь организм человека: угнетает центральную нервную систему, вызывает изменение скорости дыхания и пульса, способствует нарушению обмена веществ, возникновению сердечно-сосудистых заболеваний, гипертонической болезни, может приводить к профессиональным заболеваниям.

Шум с уровнем звукового давления до 30...35 дБ привычен для человека и не беспокоит его. Повышение этого уровня до 40...70 дБ в условиях среды обитания создает значительную нагрузку на нервную систему, вызывая ухудшение самочувствия и при длительном действии может быть причиной неврозов. Воздействие шума уровнем свыше 75 дБ может привести к потере слуха – профессиональной тугоухости.

Также шум влияет на производительность труда. Увеличение уровня шума на 1-2 дБ приводит к снижению производительности труда на 1%.

По ГОСТ 12.1.003-2014 «Шум. Общие требования безопасности» допустимый уровень шума на рабочем месте газоперекачивающего агрегата составляет 80 дБ. Однако при работе компрессорной установки уровень шума может достигать 100 дБ [22].

Для снижения вредного воздействия шума на организм человека

необходимо применение коллективных и индивидуальных средств защиты.

В качестве средств индивидуальной защиты по ГОСТ 12.1.029-80 персонал необходимо снабдить противошумными наушниками, закрывающими ушную раковину снаружи, либо противошумными вкладышами, перекрывающими наружный слуховой проход и прилегающие к нему [24].

Допустимый уровень вибрации для работы с компрессорной установкой считается от 5 до 11 мкм. Вибрация, достигающая до 15 мкм, может привести к аварийной остановке оборудования.

Повышенный уровень вибрации.

Для снижения вибрации в составе компрессорной установки предусматриваются депульсаторы на входе и на выходе каждой ступени компримирования.

Длительное воздействие вибрации на организм человека приводит к серьезным последствиям под названием «вибрационная болезнь». Это профессиональная патология, которая возникает в результате длительного влияния на организм человека производственной вибрации, превышающей предельно допустимый уровень (ПДУ). Болеют, как правило, мужчины среднего возраста.

Вибрация может действовать как локально (например, на рабочие руки), так и на весь организм. Но в любом случае она способна к распространению, отражаясь на нервной и опорно-двигательной системе.

К индивидуальным средствам защиты от вибрации должно относиться: специальные вибродемпфирующие перчатки, рукавицы, нагрудники, специальные костюмы, обувь.

Повышенная запыленность и загазованность воздуха рабочей зоны.

Контроль воздушной среды должен проводиться в зоне дыхания при характерных производственных условиях посредством газоанализатора или рудничной лампы. Содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны не должно превышать предельно допустимых концентраций (ПДК). Предельно

допустимая концентрация пыли, как вещества умеренно опасного, в воздухе рабочей зоны составляет 1,1-10 мг/м³, для нефти ПДК равно 10 мг/м³ [26].

При работе в местах, где концентрация вредных веществ в воздухе может превышать ПДК, работников должны обеспечивать соответствующими противогазами.

При работе с вредными веществами 1-, 2-, 3-го классов опасности (ртуть, серная кислота, сероводород, метанол и т.д.) должно быть обеспечено регулярное обезвреживание и дезодорирование СИЗ [26]. Уменьшение неблагоприятного воздействия запыленности и загазованности воздуха достигается за счет регулярной вентиляции рабочей зоны.

Работающие в условиях пылеобразования должны быть в противопыльных респираторах («Лепесток», Ф-62Ш, У-2К, «Астра-2», РП-КМ и др.), защитных очках и комбинезонах.

5.2.2 Анализ опасных производственных факторов

Рассмотрим выявленные вредные производственные факторы, которые потенциально могут воздействовать на организм человека при работе с компрессорной установкой.

Повышенная температура поверхностей оборудования.

Маслосистема представлена совокупностью трубопроводов, которые расположены по всей поверхности компрессора. Соприкосновение с системой при работающей установке может привести к ожогам различной степени, в зависимости от времени контакта и температуры трубопроводов. В качестве средства защиты необходимо использовать термостойкие перчатки.

Для оценки риска ожога при соприкосновении кожи с горячей поверхностью машины необходимо измерить температуру этой поверхности. Температуру поверхности следует измерять в тех частях машины, где может произойти контакт кожи с поверхностью. Измерение следует проводить в нормальных условиях работы машины. Должен быть учтен наибольший нагрев поверхности машины, имеющий место перед окончанием работы.

Если измеренная температура поверхности машины равна или превышает ожоговый порог, то существует риск ожога кожи при контакте ее с горячей поверхностью. Необходимые защитные меры должны реализовываться применительно к персоналу. Могут быть приняты следующие меры как одиночные, так и в комбинации [27].

Пожарная безопасность

Причиной пожара может стать утечка газа, который используется в качестве топлива в газопоршневом двигателе. Чтобы избежать утечку газа, применяется система контроля загазованности. На компрессорные установки должна предусматриваться система пенного пожаротушения, которая состоит из резервуара с водой, насосной станции, сети пенных трубопроводов. Также должен быть противопожарный трубопровод с установленными гидрантами. Обязательно наличие огнетушителей на территории компрессорной установки [29].

5.3 Экологическая безопасность

Защита селитебной зоны

При строительстве дожимных компрессорных установок, в которых в качестве привода поршневого компрессора используется газопоршневой двигатель, учитываются нормы санитарно-защитной зоны согласно СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03. Для снижения неблагоприятного воздействия на организм человека и на окружающую среду для станции данная зона составляет 500м.

Воздействие на атмосферу

С целью уменьшения загрязнения атмосферного воздуха вредными веществами, выделяемыми газопоршневым двигателем, размещение компрессорных установок осуществляется с учетом господствующего направления ветра, чтобы уменьшить попадание веществ, загрязняющих атмосферный воздух, на селитебную зону.

Газопоршневой двигатель использует в качестве топлива природный газ, который представляет собой смесь продуктов сгорания с избыточным горением. В общем случае продукты сгорания могут содержать:

- продукты полного сгорания горючих компонентов топлива;
- компоненты неполного сгорания топлива.

Выхлопные газы с продуктами неполного сгорания загрязняют атмосферу. Частицы, содержащиеся в выхлопном газе, наносят вред здоровью человека, попадая в органы дыхания. Для снижения концентрации вредных веществ выхлопных газов необходима более тщательная подготовка топливного газа, для снижения содержания механических примесей [30].

Воздействие на гидросферу

Возможным воздействием может являться разлив смазочно-охлаждающих жидкостей, а также отработанного масла компрессорной установки в случае несоблюдения правил замены жидкостей и их транспортировки.

Воздействие на литосферу

Работа компрессорной установки подразумевает осуществление регулярного технического обслуживания. Замена отработавших материалов и узлов приводит к образованию твердых отходов производства (металлолом, фторопласт, прочий бытовой и технический мусор). Для утилизации бытовых отходов применяются полигоны твердых бытовых отходов.

Решения по обеспечению экологической безопасности

При выполнении работ по наливу, сливу, зачистке транспортных средств и хранилищ следует соблюдать инструкции и правила техники безопасности, производственной санитарии и пожарной безопасности, разработанные для каждого предприятия с учетом специфики производства.

Работающие с нефтепродуктами должны быть обучены безопасности труда в соответствии с ГОСТ 12.0.004-90.

При работе с отработанными нефтепродуктами, являющимися легковоспламеняющимися и ядовитыми веществами, необходимо применять индивидуальные средства защиты по типовым отраслевым нормам.

Для предотвращения загрязнения окружающей среды нефтепродуктами, уменьшения пожарной опасности и улучшения условий труда рекомендуются

установки герметичного налива и слива, стационарные шланговые устройства, системы автоматизации процессов сливно-наливных операций.

5.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Перечень возможных ЧС на объекте

Возможные ЧС на объекте:

- нарушение рабочего режима маслосистемы;
- аварийная остановка при превышении уровня вибрации;
- пожар при повреждении системы подачи газа;
- обрыв штока поршня, как следствие разрушение компрессора;
- нарушение герметичности газовых систем;
- попадание жидкости в цилиндры поршневого компрессора.

Наиболее типичной ЧС является обрыв штока поршня поршневого компрессора.

Описание превентивных мер по предупреждению ЧС

В поршневом компрессоре одним из основных рабочих органов является шток поршня, который совершает возвратно-поступательное движение в цилиндре. В качестве средств защиты необходимо использовать защитные экраны, закрывающие непосредственно компрессорную часть по ГОСТ 12.2.062-81.

Причиной обрыва штока или его деформации может послужить следующее:

- При попадании капельной жидкости в цилиндр может произойти гидроудар;
- Высокая степень сжатия;
- Изменение компонентного состава газа;

Вследствие этого обрыв штока приводит к повреждению компрессора и травмированию человека.

Во избежание данных последствий рекомендуются следующие операции:

- Сепарирование газа;
- Контроль компонентного состава газа;
- Работать в зоне допустимых давлений и не превышать степень сжатия на цилиндр;
- Центровка штока;
- Контроль вибрации компрессора.

Так как в процессе моделирования невозможно учесть всех факторов, влияющих на работу штока, то при смене его материала возможны некоторые неполадки, которые вызваны данными упущениями, которые в дальнейшем могут привести к возникновению чрезвычайных ситуаций. Поэтому рекомендуется провести детальные практические испытания данных образцов штоков с целью предупреждения подобных эксцессов.

В случае возникновения данной аварийной ситуации необходимо действовать согласно инструкции, предписанной данному предприятию на случай возникновения ЧС.

5.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности.

Компрессорная установка является объектом повышенной опасности для всего персонала, а также объектом, на котором установлено дорогостоящее оборудование, эксплуатировать которое должны специалисты предприятия, которые прошли обучение и имеют допуск к работе оборудования, транспорта, а также знают, как действовать в случаях аварий, в нештатных ситуациях.

Правила безопасного ведения работ регламентируются ПБ 12-368-00 "Правила безопасности в газовом хозяйстве", который разработан в соответствии с "Положением о Федеральном горном и промышленном надзоре России" и учитывают требования Федерального закона "О промышленной безопасности опасных производственных объектов" от 21.07.97 N 116-ФЗ, а также других действующих нормативных документов.

Допуск к работе имеют лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование в установленном порядке и не имеющие противопоказаний к выполнению данного вида работ, обученные безопасным методам и приемам работы, применению средств индивидуальной защиты, правилам и приемам оказания первой медицинской помощи пострадавшим и прошедшие проверку знаний в установленном порядке.

Лица женского пола могут привлекаться к проведению отдельных газоопасных работ, предусмотренных технологическими регламентами и инструкциями и допускаемых законодательством о труде женщин.

К выполнению работ допускаются руководители, специалисты и рабочие, обученные и сдавшие экзамены на знание правил безопасности и техники безопасности, умеющие пользоваться средствами индивидуальной защиты и знающие способы оказания первой (доврачебной) помощи.

Первичное обучение рабочих безопасным методам и приемам труда; руководителей и специалистов, лиц, ответственных за безопасную эксплуатацию газового хозяйства и ведение технического надзора, а также лиц, допускаемых к выполнению газоопасных работ, должно проводиться в организациях (учебных центрах), имеющих соответствующую лицензию.

Вывод к разделу

Таким образом, работа с компрессорной установкой является достаточно опасной операцией, где применяют множество различных технологий, которые требуют пристального внимания и соблюдения правил норм, регламентируемых нормативной документацией. Так же стоит обращать внимание на соблюдение правил безопасности при работе с компрессорной установкой.

Для безопасности следует следить за состоянием оборудования, соблюдением правильного обеспечения средств индивидуальной защиты персонала, задействованного к работе. Персонал должен быть правильно экипирован и пройти инструктаж по правилу безопасности.

Соблюдение всех необходимых пунктов минимизирует шанс возникновения чрезвычайной ситуации до минимума.

Заключение

В ходе выполнения бакалаврской работы был рассчитан и подобран поршневой воздушный компрессор 4BM10- 120/9, предназначенный для снабжения сжатым воздухом пневматического инструмента и оборудования в различных областях промышленности.

Приводом компрессора служит синхронный двигатель СДН, мощностью 1000 кВт и частотой 600 об/мин.

В теоретической части дипломной работы были рассмотрены классификация и принцип действия поршневого компрессора.

В экономической части дипломной работы выполнен SWOT – анализ проекта, были выявлены его сильные и слабые стороны, произведен расчет бюджета затрат.

В главе социальная ответственность были рассмотрены, как опасные, так и вредные факторы, и проанализированы способы борьбы с ними. Также рассмотрены возможные воздействия на окружающую среду, например на атмосферу, гидросферу и литосферу.

Список литературы

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. – М.: Машиностроение, 1992. – Т.1 – 3.
2. Видякин Ю.А. и др. Оппозитные компрессоры / Ю.А. Видякин, Е.Б. Доброклонский, Т.Ф. Кондратьева. – Л.: Машиностроение, 1979. – 279 с.
3. Кошкин Н.Н., Стукаленко А.К., Бухарин Н.Н. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин. – Л.: Машиностроение, 1976. – 464 с.
4. Объёмные компрессоры: Атлас конструкций / Г.А. Пospelов, П.И. Пластинин, А.И. Шварц и др.; Под общ.ред. Г.А. Пospelова. – М.: Машиностроение, 1994. – 120 с.
5. Пospelов Г.А., Биктанова Р.Г., Галиев Р.М. Руководство по курсовому и дипломному проектированию по холодильным и компрессорным машинам – М.: Машиностроение. – 264 с.
6. Пластинин П.И. Поршневые компрессоры. Т. 1 .Теория и расчет. – М.: Колос, 2000. – 456 с.
7. Сакун И.А. и др. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин / Е.М. Бамбушек, Н.Н. Бухарин, Е.Д. Герасимов и др.; Под общ.ред. И.А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, 1987. – 423 с.
8. Фотин Б.С. и др. Поршневые компрессоры / Б.С. Фотин, И.Б. Пирумов, И.К. Прилуцкий, П.И. Пластинин. – Л.: Машиностроение, 1987. – 372 с.
9. Френкель М.И. Поршневые компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1969. – 744 с.
10. Холодильные компрессоры / Под общ.ред. А.В. Быкова. – М.: Легкая и пищевая про-ть, 1981. – 280 с.
11. Юша В.Л., Ваняшов А.Д. Изучение устройства самодействующих клапанов поршневых компрессоров: Метод.указания. – Омск: ОмГТУ, 2000. – 32 с.
12. Поршневые компрессоры 1 том / Пластинин П.И. – Москва

«КолосС», 2004 г. - 456с.

13. Поршневые компрессоры. Основы проектирования. 2 том / Пластилин П.И. - Москва «КолосС», 2008 г. - 711с.

14. Управление энергией сжатого воздуха: проблемы потребления [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://studopedia.org/1-88320.html>

15. Основные понятия о сжатом воздухе [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://masters.donntu.org/2011/fkita/lyubchak/library/article9.htm>

16. Назначение сжатого воздуха [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://uchebilka.ru/literatura/5649/index.html?page=6>

17. Классификация компрессоров [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.intech-gmbh.ru/compressors_classification.php

18. Видяев И.Г., Серикова Г.Н., Гаврикова Н.А. Финансовый менеджмент и ресурсосбережение: учебно-методическое пособие. Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – 36 с.

19. Использование удельного расхода энергии на единицу работоспособности сжатого воздуха в качестве показателя энергоэффективности компрессорных станций [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://elibrary.ru/item.asp?id=17993706>

20. ГОСТ 12.0.003-2015 «ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация»

21. ГОСТ 12.1.012-2004 «ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования»

22. ГОСТ 12.1.003–2014 «ССБТ. Общие требования безопасности»

23. ГОСТ 12.1.003-83 «ССБТ. Шум. Общие требования»

24. ГОСТ 12.1.029-80 «ССБТ. Средства и методы защиты от шума»

25. ГОСТ 12.2.062-81 «Оборудование производственное. Ограждения защитные»

26. ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ «Общие санитарно-гигиенические

требования к воздуху рабочей зоны»

27. ГОСТ 12.1.007-76 ССБТ «Система стандартов безопасности труда. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности»

28. СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 «Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов»

29. ГОСТ 12.1.010–76 ССБТ «ССБТ. Взрывобезопасность. Общие требования»

30. ГОСТ 17. 2. 1. 03-84 «Охрана природы. Атмосфера. Термины и определения контроля загрязнения»