

**ТОМСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**



Инженерная школа природных ресурсов
Отделение нефтегазового дела
Направление подготовки 21.04.01 Нефтегазовое дело/ ООП «Машины и оборудование
нефтяных и газовых промыслов»

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА МАГИСТРА

Тема работы
Модернизация системы концевых лабиринтных уплотнений центробежного с целью минимизации протечек

УДК 621.515-048.35

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ16	Онофраш Андрей Вячеславович		

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Никulichиков Андрей Викторович	к.ф-м.н		

КОНСУЛЬТАНТЫ ПО РАЗДЕЛАМ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Шарф Ирина Валерьевна	д.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Сечин Андрей Александрович	к.т.н.		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

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

ПЛАНИРУЕМЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ОСВОЕНИЯ ООП

Код компетенции	Наименование компетенции
Универсальные компетенции	
УК-1	Способен осуществлять критический анализ проблемных ситуаций на основе системного подхода, вырабатывать стратегию действий
УК-2	Способен управлять проектом на всех этапах его жизненного цикла
УК-3	Способен организовывать и руководить работой команды, вырабатывая командную стратегию для достижения поставленной цели
УК-4	Способен применять современные коммуникативные технологии, в том числе на иностранном(ых) языке(ах), для академического и профессионального взаимодействия
УК-5	Способен анализировать и учитывать разнообразие культур в процессе межкультурного взаимодействия
УК-6	Способен определять и реализовывать приоритеты собственной деятельности и способы ее совершенствования на основе самооценки
Общепрофессиональные компетенции	
ОПК-1	Способен решать производственные и (или) исследовательские задачи на основе фундаментальных знаний в нефтегазовой области
ОПК-2	Способен осуществлять проектирование объектов нефтегазового производства
ОПК-3	Способен разрабатывать научно-техническую, проектную и служебную документацию, оформлять научно-технические отчеты, обзоры, публикации, рецензии
ОПК-4	Способен находить и перерабатывать информацию, требуемую для принятия решений в научных исследованиях и в практической технической деятельности
ОПК-5	Способен оценивать результаты научно-технических разработок, научных исследований и обосновывать собственный выбор, систематизируя и обобщая достижения в нефтегазовой отрасли и смежных областях
ОПК-6	Способен участвовать в реализации основных и дополнительных профессиональных образовательных программ, используя специальные научные и профессиональные знания
Профессиональные компетенции	
ПК(У)-1	Способность оценивать эффективность инновационных решений и анализировать возможные технологические риски их реализации.
ПК(У)-2	Способность анализировать и обобщать данные о работе технологического оборудования, осуществлять контроль и техническое сопровождение.
ПК(У)-3	Способность обеспечивать безопасную и эффективную эксплуатацию и работу технологического оборудования нефтегазовой отрасли.
ПК(У)-4	Знание современных САД-САЕ-систем, их функциональные возможности для проектирования геометрических моделей изделий высокой сложности.
ПК(У)-5	Способность применять полученные знания для разработки и реализации проектов, различных процессов производственной деятельности на основе

Код компетенции	Наименование компетенции
	методики проектирования в нефтегазовой отрасли, а также инструктивно-нормативных документов.
ПК(У)-6	Способность к разработке учебно-методических материалов для первичной и периодической подготовки и аттестации специалистов в области обеспечения работы технологического оборудования
ПК(У)-7	Способность реализовывать программы профессионального обучения: планировать и проводить учебные занятия, оценивать достижение планируемых результатов для первичной и периодической подготовки и аттестации специалистов в области обеспечения работы технологического оборудования

**ТОМСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**



Инженерная школа природных ресурсов
Отделение нефтегазового дела
Направление подготовки 21.04.01 Нефтегазовое дело/ ООП «Машины и оборудование
нефтяных и газовых промыслов»

Период выполнения _____ (осенний / весенний семестр 2022 /2023 учебного года)

Форма представления работы:

Выпускная квалификационная работа магистра
(бакалаврская работа, дипломный проект/работа, магистерская диссертация)

**КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН
выполнения выпускной квалификационной работы**

Срок сдачи студентом выполненной работы:	15.06.2023
--	------------

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
17.03.23	1 Концевые уплотнения в центробежных компрессорах	10
05.04.23	2 Лабиринтные уплотнения в составе центробежного компрессора	10
13.04.23	3 Модернизация концевых лабиринтных уплотнений цилиндра среднего давления многоступенчатого центробежного компрессора	10
15.05.23	4 Газодинамический расчет течения газов в модернизированной системе уплотнений	30
30.05.23	5 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	20
25.05.23	6 Социальная ответственность	20

СОСТАВИЛ:

Руководитель ВКР

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Никульчиков Андрей Викторович	к.ф-м.н.		

СОГЛАСОВАНО:

Руководитель ООП

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф-м.н.		

**ТОМСКИЙ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ**



Инженерная школа природных ресурсов
Отделение нефтегазового дела
Направление подготовки 21.04.01 Нефтегазовое дело/ ООП «Машины и оборудование
нефтяных и газовых промыслов»

УТВЕРЖДАЮ:
Руководитель ООП
_____ Манабаев К.К.
(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

**ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

Выпускной квалификационной работы магистра (бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ16	Онофраш Андрею Вячеславовичу

Тема работы:

Утверждена приказом директора (дата, номер)	10.02.2023 г. № 41-56/с
---	-------------------------

Срок сдачи студентом выполненной работы:	22.06.23
--	----------

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

<p>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></p>	<p>Объектом исследования является система лабиринтных уплотнений в составе трехкорпусного многоступенчатого центробежного компрессора. Режим работы – постоянный. Рабочая среда – пирогаз. Основное требование к проектированию – исключение загрязнения участков лабиринтного уплотнения для увеличения межремонтного периода компрессора.</p>
<p>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></p>	<p>Разработке подлежит модернизированная схема лабиринтного уплотнения. Оценке подлежит количество утечек газа, проходящих через лабиринтные уплотнения. Исследованию и анализу подлежит влияние величины радиального зазора на величину протечек.</p>
<p>Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p>Отсутствует</p>

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i>	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение (раздел 5)	Шарф Ирина Валерьевна
Социальная ответственность (раздел 6)	Сечин Андрей Александрович
Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:	
1 Общая информация о концевых уплотнениях, применяемых в центробежных компрессорах	
2 Лабиринтные уплотнения в составе центробежного компрессора	
3 Модернизация концевых лабиринтных уплотнений в составе многоступенчатого центробежного компрессора	

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

Задание выдал руководитель / консультант (при наличии):

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Никульчиков Андрей Викторович	к.ф-м.н		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ16	Онофраш Андрей Вячеславович		

ЗАДАНИЕ К РАЗДЕЛУ «ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ16	Онофраш Андрей Вячеславович

Школа	Инженерная школа природных ресурсов	Отделение (НОЦ)	Отделение нефтегазового дела
Уровень образования	Магистратура	Направление/специальность	21.04.01 Нефтегазовое дело Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Тема ВКР:

Модернизация системы концевых лабиринтных уплотнений центробежного компрессора, с целью минимизации протечек

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

– Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Оценка стоимости материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих ресурсов на проведение мероприятий по модернизации концевых лабиринтных уплотнений турбокомпрессора
– Нормы и нормативы расходования ресурсов	Отраслевые регламентирующие документы
– Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	Налоговый кодекс Российской Федерации (1 часть) ФЗ №146 от 31.07.1998 в ред. от 28.03.2023 Налоговый кодекс Российской Федерации (2 часть) ФЗ №117 от 05.08.2000 в ред. от 28.04.2023

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

– Оценка коммерческого и инновационного потенциала НТИ	Обоснование перспективности мероприятий по модернизации концевых лабиринтных уплотнений турбокомпрессора
– Планирование процесса управления НТИ: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок	Расчет доходов и затрат на проведение мероприятий по модернизации концевых лабиринтных уплотнений турбокомпрессора
– Определение ресурсной, финансовой, экономической эффективности	Оценка экономической эффективности модернизации концевых лабиринтных уплотнений турбокомпрессора

Перечень графического материала

Таблицы:
– Расчет капиталовложений
– Расчет эксплуатационных затрат
– Показатели экономической эффективности

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Шарф Ирина Валерьевна	д.э.н., доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ16	Онофраш Андрей Вячеславович		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа 2БМ16		ФИО Онофраш Андрей Вячеславович	
Школа	Инженерная школа природных ресурсов	Отделение (НОЦ)	Отделение нефтегазового дела
Уровень образования	магистратура	Направление/специальность	21.04.01 Нефтегазовое дело: Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов

Тема ВКР:

Модернизация системы концевых лабиринтных уплотнений центробежного компрессора, с целью минимизации протечек.

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

<p>Введение</p> <ul style="list-style-type: none"> – Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика) и области его применения. – Описание рабочей зоны (рабочего места) при разработке проектного решения/при эксплуатации 	<p><i>Объект исследования:</i> концевые лабиринтные уплотнения центробежного компрессора <i>Область применения:</i> нефтехимия, многосекционный центробежный компрессор <i>Рабочая зона:</i> производственное помещение <i>Размеры помещения:</i> не определены <i>Количество и наименование оборудования рабочей зоны:</i> один многосекционный центробежный компрессор <i>Рабочие процессы, связанные с объектом исследования, осуществляющиеся в рабочей зоне:</i> компримирование пиролизного газа</p>
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
<p>1. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности при разработке проектного решения/при эксплуатации :</p> <ul style="list-style-type: none"> – специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны. 	<p>приказ Ростехнадзора № 533 от 15.12.2020 "Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности "Общие правила взрывобезопасности для взрывопожароопасных химических, нефтехимических и нефтеперерабатывающих производств" приказ Ростехнадзора от 29 марта 2016 года № 125 "Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности "Правила безопасности нефтегазоперерабатывающих производств"; Федеральный закон от 28.12.2013 № 426-ФЗ "О специальной оценке условий труда"</p>
<p>2. Производственная безопасность при разработке проектного решения/при эксплуатации:</p> <ul style="list-style-type: none"> – Анализ выявленных вредных и опасных производственных факторов – Расчет уровня опасного или вредного производственного фактора 	<p>Вредные производственные факторы: - повышенный уровень общей вибрации; - повышенный уровень локальной вибрации; - повышенный уровень и другие неблагоприятные характеристики шума; - отсутствие или недостаток необходимого искусственного освещения.</p> <p>Опасные производственные факторы: - опасные и вредные производственные факторы, связанные с чрезмерным загрязнением воздушной среды в зоне дыхания; - Движущиеся твердые, жидкие или газообразные объекты, наносящие удар по телу работающего.</p> <p>Расчет системы воздухообмена Пожарная безопасность</p>

	<p>Категории помещений по взрывопожарной и пожарной опасности; Мероприятия по обеспечению пожарной безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> - системы по предотвращению пожара; - системы противопожарной защиты; - организационно-технические мероприятия по обеспечению пожарной безопасности. <p>Основные средства пожаротушения, применяемые на установке;</p> <p>Наиболее вероятные причины возникновения взрывов и пожаров на установке.</p>
3. Экологическая безопасность <u>при эксплуатации</u>	<p>Воздействие на селитебную зону: выброс опасных веществ при разгерметизации оборудования</p> <p>Воздействие на литосферу: загрязнение почвы при утечке отработанных смазочных материалов на месте накопления отходов</p> <p>Воздействие на гидросферу: объект исследования напрямую не оказывает негативного влияния на гидросферу</p> <p>Воздействие на атмосферу: загрязнение атмосферы вследствие утечек пиролизного газа</p>
4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях <u>при эксплуатации</u>	<p>Возможные ЧС:</p> <ul style="list-style-type: none"> - природные (авария вследствие сильного или разрушительного землетрясения); - техногенные (прекращение подачи азота в камеру подачи уплотнения, прекращение подачи метана в камеру подачи уплотнения, повышение давления пирогаза на входе в компрессор) <p>Наиболее типичная ЧС: прекращение подачи азота в камеру подачи уплотнения</p>
Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Сечин Андрей Александрович	К.Т.Н		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ16	Онофраш Андрей Вячеславович		

РЕФЕРАТ

Отчет 90 с., 32 рис., 16 табл., 13 источн., 2 прил.

КОНЦЕВЫЕ УПЛОТНЕНИЯ, МОДЕРНИЗАЦИЯ ЛАБИРИНТНЫХ УПЛОТНЕНИЙ, МНОГОСТУПЕНЧАТЫЙ КОМПРЕССОР, ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ, МЕТОД КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Объектом исследования является система концевых лабиринтных уплотнений цилиндра среднего давления компрессора установки компилирования и разделения пирогаза.

Цель работы - определения объемного расхода газов, поступающих в модернизированную систему ЛУ ЦСД и истекающих из нее, для выявления более эффективного решения из предложенных методом проведение газодинамического расчета.

Методика исследования опирается на CFD – моделировании течения газов в ПК «Ansys».

Анализ результатов расчетов показал меньший объем протечек газа для уплотнения с радиальным зазором 0,35 мм.

Внедрение новых технологий и усовершенствований в системы уплотнений, таких как описано выше, позволяет повысить эффективность работы оборудования, увеличить межремонтный период и снизить затраты на техническое обслуживание.

ОПРЕДЕЛЕНИЯ, ОБОЗНАЧЕНИЯ И СОКРАЩЕНИЯ

В настоящем отчете о НИР применяют следующие сокращения и обозначения:

СГУ – сухие газодинамические уплотнения;

ЛУ – лабиринтные уплотнения;

ЦВД – цилиндр высокого давления;

ЦНД – цилиндр низкого давления;

ЦСД – цилиндр среднего давления;

ЛУ – лабиринтные уплотнения;

МКЭ – метод конечных элементов;

САЕ – система инженерного анализа;

ЗИА – закалочно–испарительный аппарат.

ВВЕДЕНИЕ.....	14
1 Концевые уплотнения в центробежных компрессорах.....	16
1.1 Назначение и классификация	16
1.2 Сухие газодинамические уплотнения.....	19
2 Лабиринтные уплотнения в составе центробежного компрессора.....	22
2.1 Принцип действия лабиринтного уплотнения.....	22
2.2 Классификация лабиринтных уплотнений.....	23
2.3 Особенности эксплуатации лабиринтных уплотнений.....	24
2.4 Системы лабиринтных уплотнений с подводом затворного газа.....	25
3 Модернизация системы концевых лабиринтных уплотнений цилиндра среднего давления многоступенчатого центробежного компрессора.....	27
3.1 О компрессорном агрегате.....	27
3.2 Штатная система концевых лабиринтных уплотнений	29
3.3 Модернизированная система концевых лабиринтных уплотнений центробежного компрессора.....	31
4 Газодинамический расчет течения газов в модернизированной системе уплотнения	34
4.1 Расчет параметров рабочего газа.....	34
4.2 Построение расчетных моделей.....	35
4.3 Построение конечно-элементной сетки	36
4.4 Задание граничных условий	38
4.5 Результаты расчетов	40
5 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.....	48
5.1 Расчет капитальных вложений.....	49
5.2 Расчет экономического эффекта от сокращения потребления электроэнергии, отказа от впрыска керосина и сокращения простоя	52
5.3 Расчет эксплуатационных затрат и амортизационных отчислений	53
5.4 Амортизация основных средств и налог на имущество организации ...	53
5.5 Оценка экономической эффективности проекта.....	54
Заключение	55
6 Социальная ответственность.....	56
Введение.....	56
6.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности.....	56

6.2	Производственная безопасность	58
6.3	Пожарная безопасность.....	64
6.4	Экологическая безопасность	68
6.5	Безопасность в чрезвычайных ситуациях	69
	Заключение	70
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	71
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	72
	ПРИЛОЖЕНИЕ А	74
	ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	76

ВВЕДЕНИЕ

В ходе промышленной эксплуатации компрессорного оборудования нередко возникает необходимость проведения модернизации. Доработки проводят для достижения больших объемов производства или для уменьшения эксплуатационных расходов – оптимизации работы. Также проведение модернизаций может быть обусловлено требованиями безопасности.

Очень часто компрессорное оборудование задействовано в работе с опасными и взрывоопасными веществами, это делает сохранение герметичности одной из ключевых задач эксплуатации данных машин.

Допустимые утечки газов из рабочей части компрессоров либо минимальны, либо довольно часто равны нулю, это делает на мой взгляд самым важным узлом систему уплотнений, направленную на сохранение герметичности рубашки компрессора.

В настоящее время наиболее часто встречаются сухие газодинамические уплотнения, однако эксплуатация систем концевых ЛУ с использованием барьерного газа тоже имеет место быть. Система концевых лабиринтных уплотнений с близким по принципу метод работы отражена в работе [1].

Методология подхода к проектированию и анализу работы лабиринтных уплотнений описана в работе [4].

В состав центробежного компрессора входят 3 цилиндра и 5 ступеней сжатия. Лабиринтные уплотнения выполнены ступенчато, чередованием гребней различной длины.

Для реализации намеченной цели были достигнуты следующие задачи:

- проведен обзор разновидностей концевых уплотнений турбоагрегатов;
- определена система лабиринтных концевых уплотнений с использованием барьерного газа, являющейся оптимальной для рассматриваемого компрессора;
- произведен расчет параметров рабочего газа;
- построена упрощенная геометрия области течения газа в ЛУ;
- произведено CFD – моделирование течения газа в предлагаемых системах

уплотнений;

- произведена оценка величины объемного расхода газов, поступающих в модернизированную систему ЛУ ЦСД и истекающих из нее через радиальные зазоры 0,35 мм и 0,5 мм.

1 Концевые уплотнения в центробежных компрессорах

1.1 Назначение и классификация

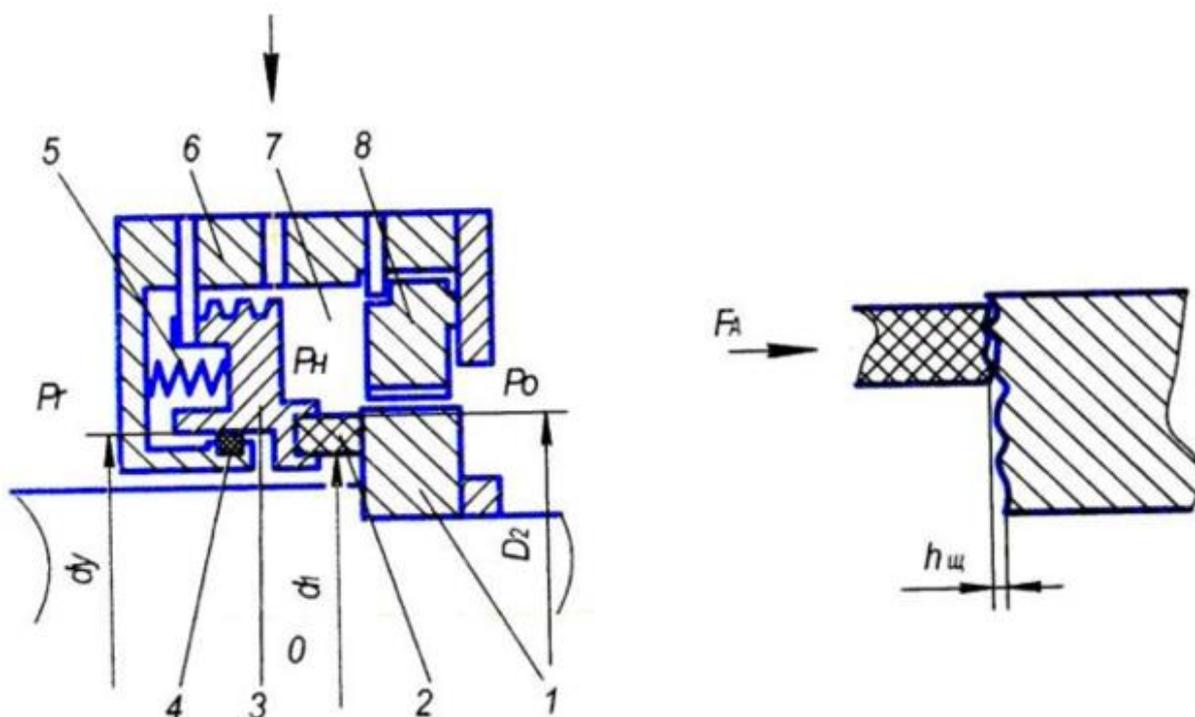
Уплотнения – узлы агрегатов, предназначенные для минимизации или полного избавления от протечек рабочих газов.

Уплотнения классифицируются на контактные и бесконтактные, используемые как в динамических, так и в статических узлах машин.

1.1.1 Контактные уплотнения

Работа контактных уплотнений основана на контакте детали находящейся в движении и детали являющейся неподвижной. Самыми распространёнными примерами уплотнений, работающими по контактному принципу, являются сальники, манжетные уплотнения. Хотелось бы отметить что контактные уплотнения используется в узлах с небольшими оборотами, ввиду оказываемого ими значительного сопротивления вращению.

В центробежных компрессорах из всего спектра контактных уплотнений нашли применение только торцевые уплотнения с гидрозатвором, схема такого уплотнения представлена на рисунке 1.



1 – упорный диск; 2 – уплотнительное графитовое кольцо; 3 – аксиально-подвижный элемент (втулка); 4 – резиновое уплотнительное кольцо; 5 – пружина; 6 – корпус; 7 – полость затворного масла; 8 – плавающее уплотнительное кольцо

Рисунок 1 – Схема торцевого уплотнения с гидравлическим затвором

В торцевом уплотнении с гидрозатвором в трении участвуют: аксиально-подвижный элемент, графитовое кольцо и упорный диск.

В роли затворной среды выступает масло, с давлением, превышающим давление рабочей среды компрессора на 3-5%, оно же отводит тепло возникаемое при трении. Это вид уплотнений более адаптирован к большим давлениям рабочих газов строгим требованиям к допускаемому уровню утечек. Перечисленные особенности обычно являются частью нефтехимической промышленности, холодильного оборудования, а также газопроводов.

К преимуществу этих уплотнений можно отнести: работоспособность при отсутствии вращения ротора, способность выдерживать высокие вибрации, работоспособность при смещении ротора относительно рубашки вследствие износа.

Одним из основных недостатков таких уплотнений является повышенный износ зоны соприкосновения, вызванная высокой герметичностью. Графитовое кольцо является самым хрупким элементом данной конструкции, способным выйти из строя при воздействии повышенных температур или деформационных явлений. Разрушение графитового кольца значительно влияет на утечку газа, приводя к аварийным остановкам компрессоров.

Еще одним недостатком торцевых уплотнений с гидрозатвором является сложность в ремонте ввиду расположения.

1.1.2 Бесконтактные уплотнения

В уплотнениях бесконтактного типа отсутствует фрикционное взаимодействие между поверхностями деталей. В основе принципа работы бесконтактных уплотнений лежит эффект потери энергии газом при прохождении геометрии уплотнений.

По принципу действия различают два типа бесконтактных уплотнений:

- статические;
- динамические.

Статические бесконтактные уплотнения

К статическим бесконтактным уплотнениям относятся:

- щелевые;
- лабиринтные.

Динамические бесконтактные уплотнения:

К динамическим бесконтактным уплотнениям относят:

- динамические торцовые:
 - 1) дисковые;
 - 2) лопастные;
 - 3) гидростатические;
 - 4) центробежные.
- динамические радиальные:
 - 1) винтовые;
 - 2) лабиринтно-вихревые;

В центробежных компрессорах чаще всего встречаются лабиринтные уплотнения с использованием барьерного газа, а также щелевые и радиально-щелевые уплотнения.

В случаях, когда уровень допустимых утечек равен нулю обычно прибегают к использованию сухих плавающих уплотнений с газовым затвором.

1.2 Сухие газодинамические уплотнения

Газодинамические уплотнения сухого типа имеют широкое применение как при проектировании новых турбомашин и компрессоров, так и при доработке и модернизации уплотнений уже эксплуатирующийся агрегатов.

К основным преимуществам СГУ при работе компрессора относятся:

- минимальный уровень утечек рабочего вещества, а также барьерного газа вследствие минимальных зазоров в уплотняемой паре

- минимальные потери мощности, что обусловлено малой вязкостью газа участвующего в процессе трения;

- отсутствие сложной и затратной во внедрении и эксплуатации масляной, что значительно влияет на снижение расходов на ремонт и эксплуатацию;

- низкий уровень загрязнения рабочего вещества, вследствие отказа от масляной системы;

- надежность сухих газодинамических уплотнений.

Основными элементами сухих газодинамических уплотнений выступают вращающееся и аксиально-подвижное кольца. В процессе работы зазор пары уплотнения не превышает значения 5 мкм.

На вращающемся кольце с рабочей стороны присутствуют микроканавки, создающие и поддерживающие газодинамическое давление в уплотнении. Схема СГУ представлена на рисунке 2.

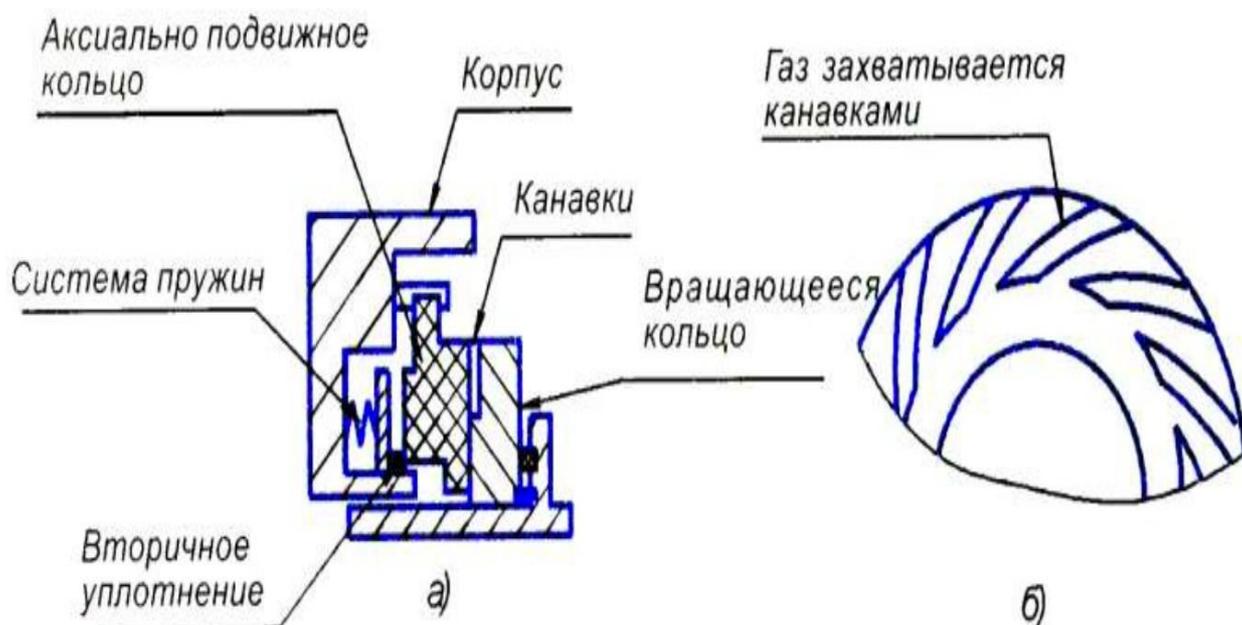
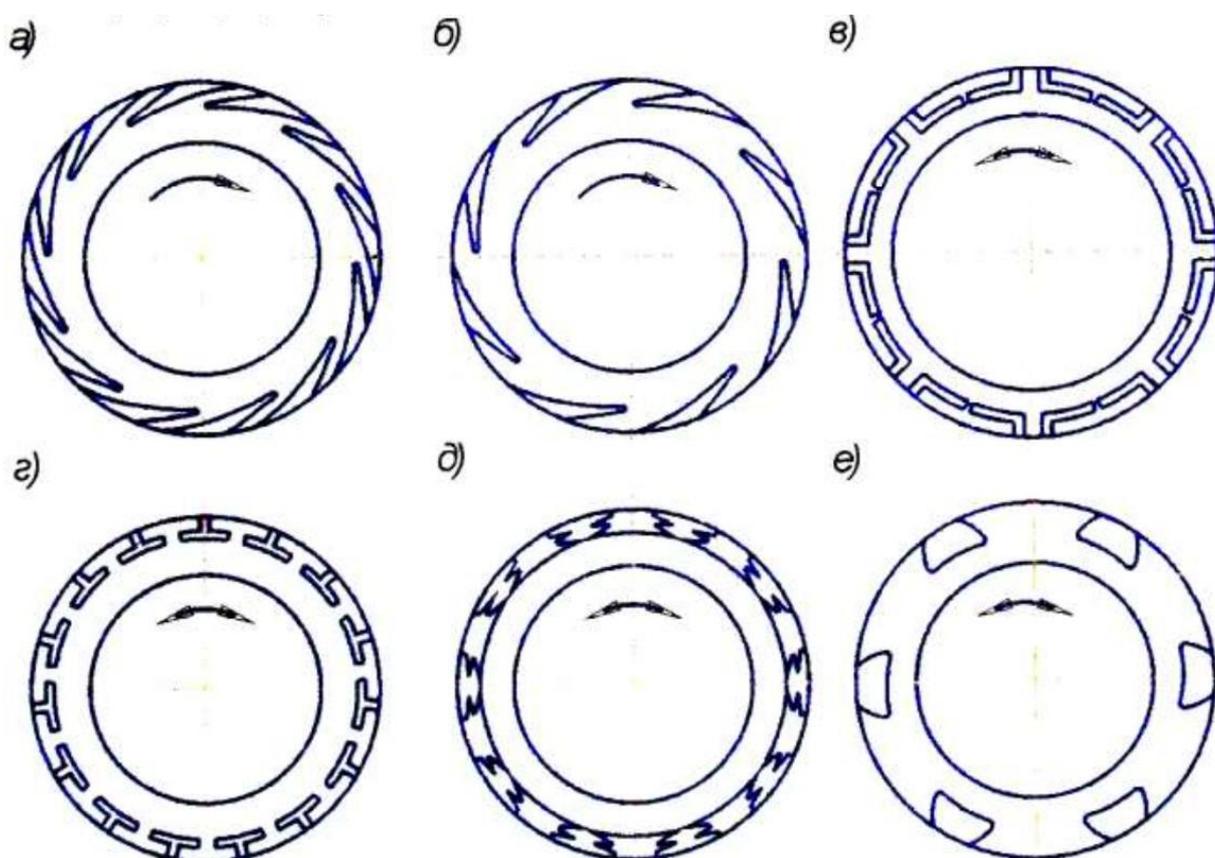


Рисунок 2 – Принципиальная схема СГУ

Наиболее распространённые получили виды канавок: клиновидные и с постоянной угловой шириной (рисунок 3, а и б). К основному недостатку данных видов канавок относят способность работать только в одном направлении вращения. Что не подходит компрессорам, особенности пуска которых подразумевают обратное вращение. В таком случае внедряются кольца с реверсивными канавками, работающие в обоих направлениях (рисунок 3, в-е). На рисунке 3 продемонстрированы существующие формы микроканавок.



а) – с постоянной угловой шириной; б) – клиновидные; в) – «Г»-образные комбинированные; г) – «Т»-образные; д) – трапецевидные; е) – «U»-образные

Рисунок 3 – Формы микроканалов вращающегося диска

СГУ имеют несколько вариаций исполнений:

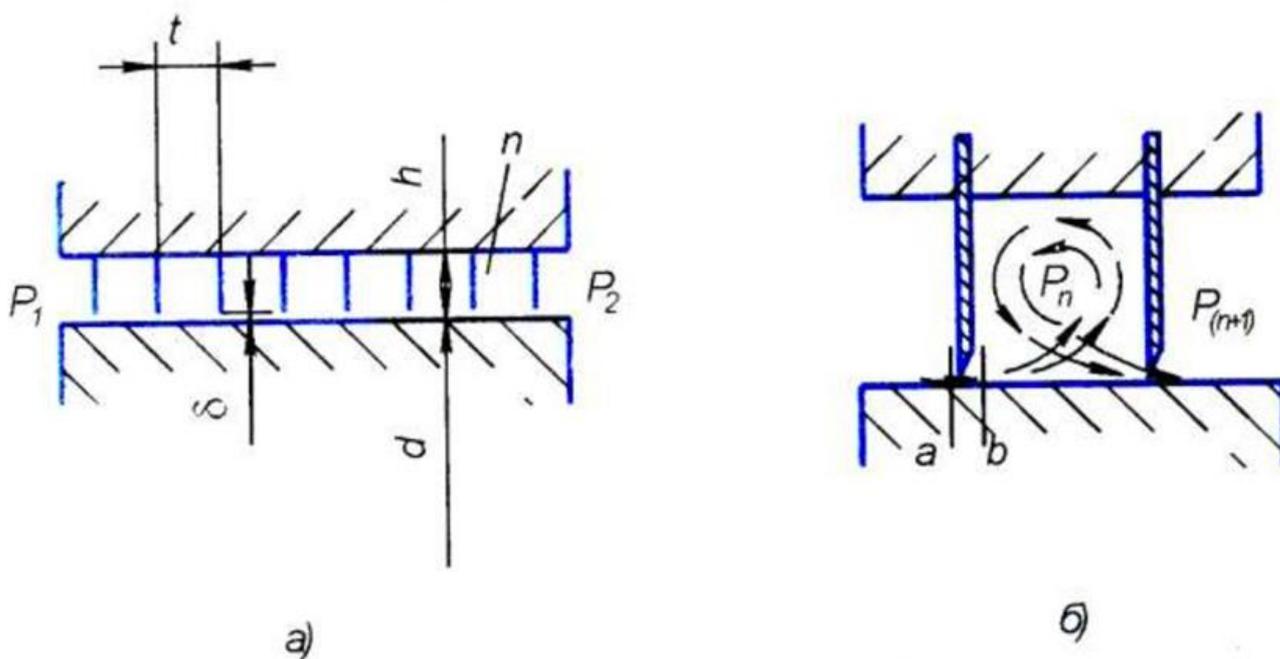
- одинарное;
- тандемное;
- двойное;
- тройное.

Перечисленные вариации отличаются уплотняющими свойствами. Одинарные уплотнения реализуются при работе с нейтральными газами, где допускается минимальный уровень утечек. Увеличение числа секций (двойное, тройное) и использование различных вариаций их расположений (тандемное) применяется при работе с токсичными и взрывоопасными газами.

2 Лабиринтные уплотнения в составе центробежного компрессора

2.1 Принцип действия лабиринтного уплотнения

Уплотнения лабиринтного типа работают по бесконтактному принципу, что исключает соприкосновение деталей в уплотнении. Чтобы разобраться с принципом работы и конструктивными особенностями лабиринтных уплотнений обратимся к принципиальной схеме. Схема принципа работы уплотнений лабиринтного типа показана на рисунке 4.



а) – общий вид лабиринтного уплотнения в разрезе; б) – детализация завихрения газа в уплотнении

Рисунок 4 – Принципиальная схема лабиринтного уплотнения

На общем виде лабиринтных уплотнений (рисунок 4, а) представлен участок уплотнений, разделяющий две области. Давление области P_1 выше давления того же вещества в области P_2 . Это приводит к перетоку газа из области P_1 в область P_2 для уравнивания давлений. При прохождении участка лабиринтных уплотнений, сталкиваясь с препятствиями, кинетическая энергия газа уменьшается, что в конечном счете приводит к достижению области P_2 лишь небольшой части газа, изначально имеющего большее давление.

Основа работы уплотнений лабиринтного типа лежит в явлении дросселирования. Разность давлений, а соответственно и потенциальных энергий

среды в различных областях компрессора, приводит к возникновению кинетической энергии, переходящей в тепловую, вследствие силы трения, возникающей между газом и поверхностями уплотнений.

Место сужения лабиринтного уплотнения получило название дроссель. Уплотнение лабиринтного типа состоит из последовательного расположения дросселей. Изменение давления газа, перетекающего через дроссель отображено в рисунке 5.

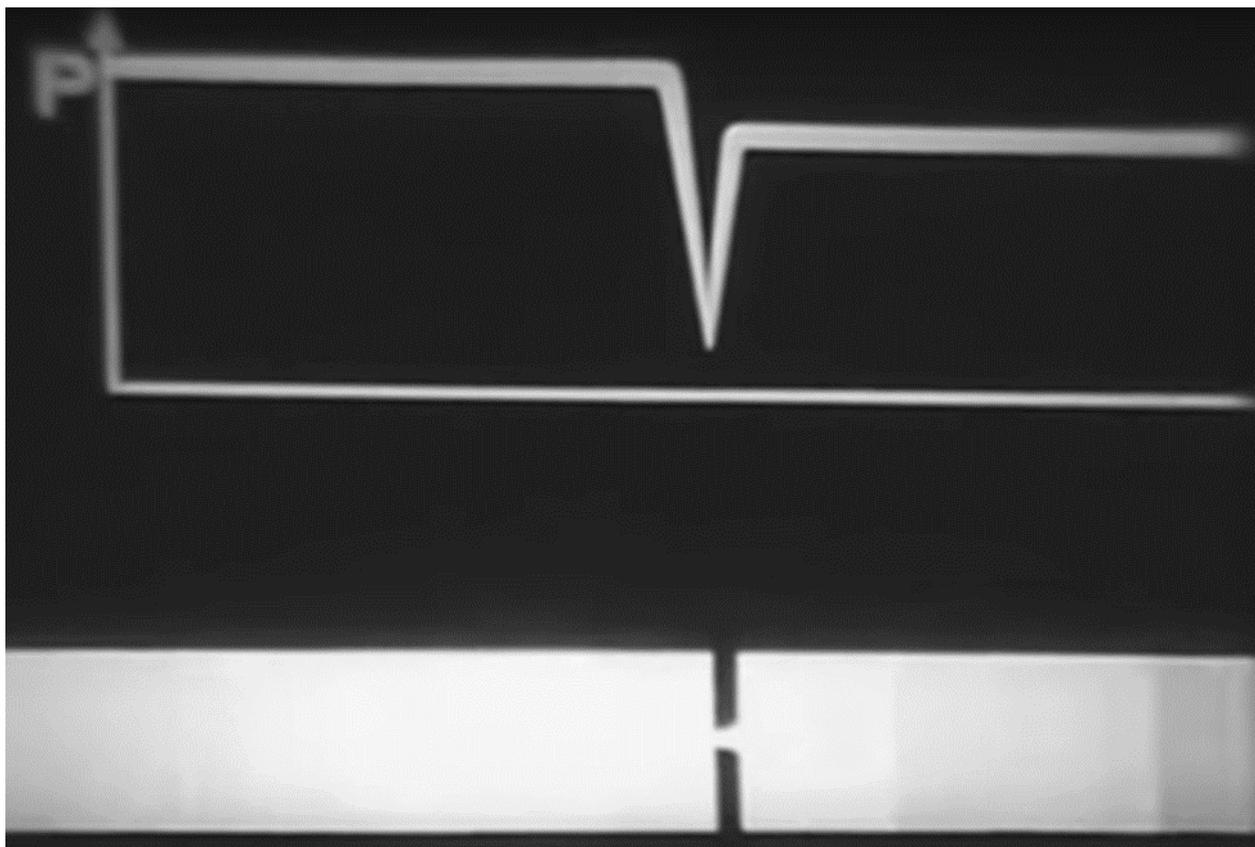


Рисунок 5 – Показания давления газа при прохождении через дроссель

Прохождение нескольких дросселей уменьшает кинетическую энергию газа, что в итоге уменьшает переток газа между областями

2.2 Классификация лабиринтных уплотнений

Уплотнения лабиринтного типа классифицируют следующим образом:

– по назначению:

- 1) концевые;
- 2) диафрагменные;
- 3) уплотнения лопаточного аппарата;

4) уплотнения штоков;

– по геометрическому исполнению:

1) по ориентации уплотнительного зазора относительно оси вращения (с радиальными и осевыми зазорами);

2) по относительной протяженности зазора в направлении утечки (щелевые и гребенчатые);

– по общему направлению движения среды относительно оси вращения:

1) осевые;

2) радиальные;

3) диагональные;

Лабиринтные уплотнения с радиальным зазором бывают следующих исполнений:

– прямоточное;

– ступенчатое с выступами и чередующимися короткими и длинными гребнями;

– ступенчатое с выступами и увеличенным числом коротких гребней;

– ступенчатое комбинированное с чередующимися гребнями ротора и статора.

– лабиринтные уплотнения с осевым зазором представлены следующим исполнением:

– гарантированно бесконтактными с чередующимися гребнями ротора и статора.

2.3 Особенности эксплуатации лабиринтных уплотнений

В центробежных компрессорах лабиринтные уплотнения выступают как в качестве концевых, так и в качестве межступенчатых. При концевом назначении лабиринтных уплотнений их задача состоит в минимизации утечек рабочей среды из компрессора. При использовании лабиринтных уплотнений в качестве межступенчатых они служат для снижения перетока газов в лопаточном аппарате. Промежуточная ступень центробежного компрессора представлена на рисунке 6, лабиринтные уплотнения обозначены красным.

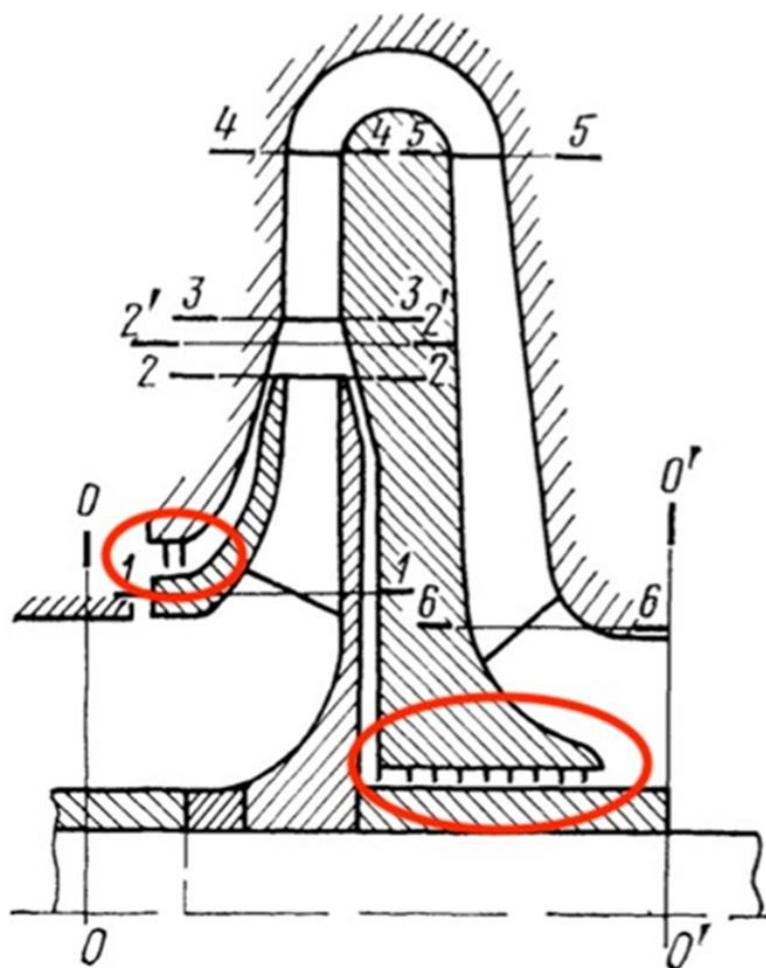


Рисунок 6 – Промежуточная ступень центробежного компрессора

Одной из особенностей применения лабиринтных уплотнений в концевом исполнении является простота технического обслуживания. К недостатку такой системы относят внушительные потери рабочего газа, значение которых может достигать 10% от общего прокачиваемого объема.

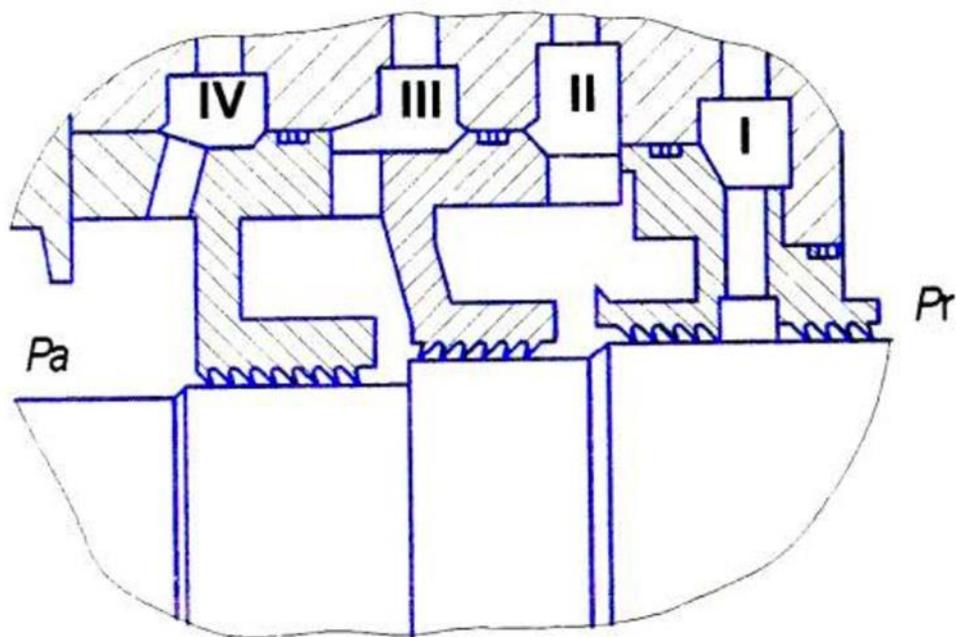
Вследствие этого классическое исполнение лабиринтных уплотнений уместно применять только с нейтральными, не несущими опасность рабочими средами. В случае работы с токсичными и взрывоопасными газами в систему внедряется барьерный газ, задача которого не допустить выхода агрессивных и опасных газов из рабочих областей компрессора. В современных условиях роль барьерного газа обычно выполняет воздух или азот, раньше для этих целей нередко применялся перегретый пар, в особенности при работе турбомашин с паровым приводом

2.4 Системы лабиринтных уплотнений с подводом затворного газа

Подвод барьерного газа в лабиринтное уплотнение применяется при

работе с токсичными и взрывоопасными газами. Барьерный газ подводится в систему, тем самым запирая рабочий газ, предотвращая его утечку за пределы рабочей среды.

Схема системы уплотнений лабиринтного типа с применением барьерного газа представлена на 7.



I – область утечек; II – область сброса смеси барьерного и рабочего газов; III – область подачи барьерного газа; IV – область сброса барьерного газа

Рисунок 7 – Схема лабиринтного уплотнения с подводом барьерного газа

Подведение барьерного газа осуществляется через область III, далее газ попадает в рабочие области II и IV. Для запирания, давление барьерного газа превышает давление рабочего газа. Через область II происходит сброс смеси рабочего и барьерного газов из корпуса компрессора, отвод излишек барьерного газа происходит через область IV. Рабочая область утечек I для выравнивания давлений соединена с первой ступенью всасывания компрессора. Это делает возможным реализацию единой системы подвода барьерного газа во все уплотнения центробежного компрессора.

3 Модернизация системы концевых лабиринтных уплотнений цилиндра среднего давления многоступенчатого центробежного компрессора.

3.1 О компрессорном агрегате

3.1.1 Место компрессорного агрегата в составе технологической цепочки

Исследуемый компрессор является частью установки компримирования и разделения рабочей смеси (пирогаз). Установка выполняет постепенное ступенчатое сжатие пирогаза для дальнейшего выделения из него этилена, пропилена и проведения очистки от метана и водорода.

3.1.2 Описание компрессорного агрегата

Компрессор выполнен трехкорпусным, пятисекционным. Сжимаемый газ между секциями охлаждается в промежуточных газоохладителях воздушного типа. Приводом компрессора служит однокорпусная паровая турбина номинальной мощностью 28,1 МВт и частотой вращения $n = 5000 - 5885$ об/мин. Компрессор приводится во вращение непосредственно турбиной

Движение турбины осуществляется за счет поступления пара, получаемого охлаждением рабочего газа в закалочно-испарительных аппаратах (ЗИА). Номинальное давление пара поступающего в турбину составляет 110 кгс/см², температура 540 °С.

Приводной вал турбины приводит в движение ротор компрессора зубчатой муфтой и торсионом. В компрессоре предусмотрено валоповоротное устройство, входящее в зацепление с зубчатым венцом в случае останова.

Пять секций проточной части расположены в трех корпусах турбокомпрессора. Плоскость разъема корпусов реализована горизонтально. Внешний вид турбокомпрессора, расположенного в машинном зале представлен на рисунке 8.

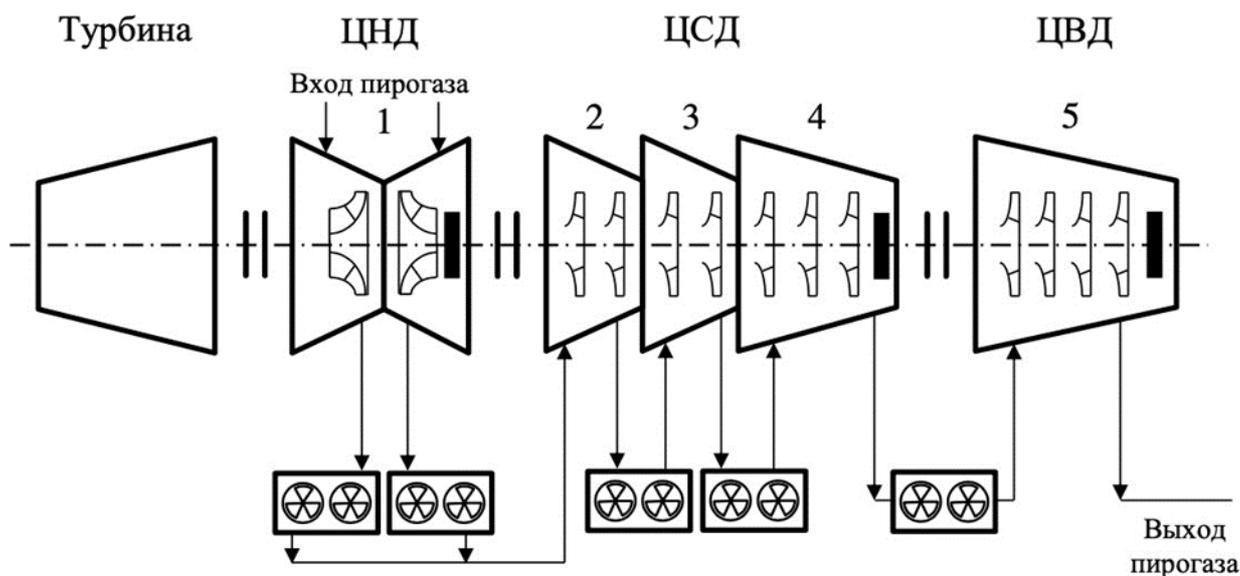


Рисунок 8 – Расположение центробежного компрессора в машинном зале

Характеристики турбокомпрессора:

- массовый расход пирогаза на всасывании – 131925 кг/ч;
- давление пирогаза на входе в первую ступень ЦНД – 1,25 кгс/см²;
- давление пирогаза на выходе из компрессора – 41,2 кгс/см²;
- температура пирогаза на входе в первую ступень ЦНД – 40 °С;
- температура пирогаза на выходе из компрессора – 117 °С.

Существующая схема турбокомпрессора представлена на рисунке 9.



Цифрами обозначены ступени компрессора агрегата

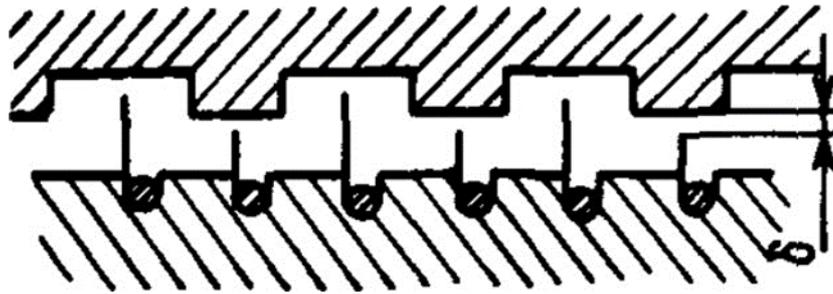
Рисунок 9 – Схема существующего агрегата

Рабочий газ проходя каждую ступень сжатия подвергается охлаждению в газоохладителях.

3.2 Штатная система концевых лабиринтных уплотнений

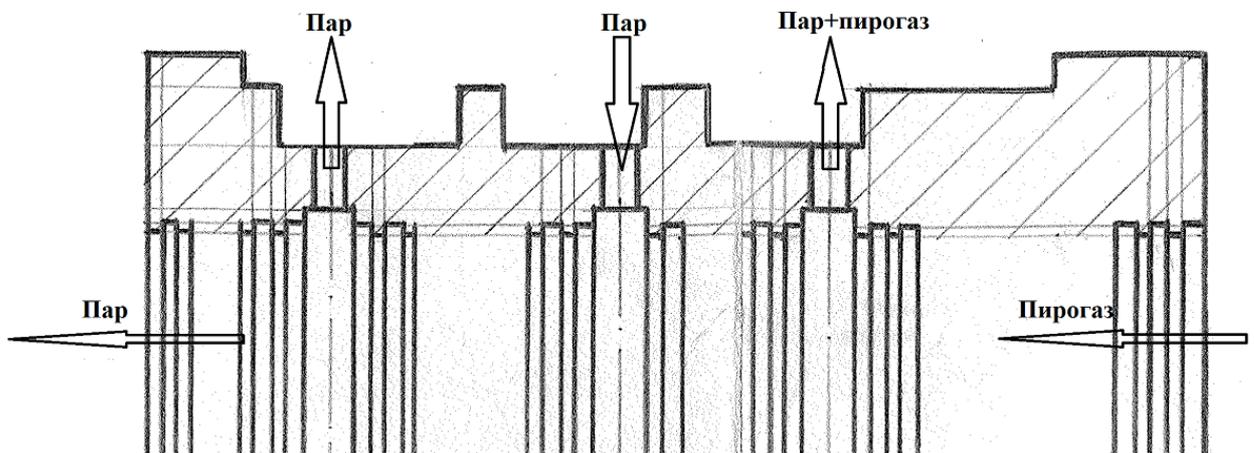
В имеющейся системе уплотнений барьерным газом выступает водяной пар, смешивание которого с рабочим газом, выходящим в концевые уплотнения из проточной части компрессора приводит к образованию твердых загрязнений на роторе и обоямах уплотнений. Это приводит к нарушению работоспособности уплотнений.

Штатная система уплотнений представляет собой 2 пары, по одной каждой стороны, из 4 рядов, ряды объединены общими обоями. Имеющаяся система лабиринтных уплотнений классифицируется как ступенчатая чередующимися короткими и длинными гребнями. Гребни зачеканены на роторе, в статорной обойме выточены ступени. На рисунке 10 изображена принципиальная схема ступенчатого уплотнения с выступами и чередующимися короткими и длинными гребнями.



Верхняя часть – статорная обойма уплотнения; нижняя часть – вал ротора
 Рисунок 10 – Схема ступенчатого уплотнения с выступами и чередующимися короткими и длинными гребнями

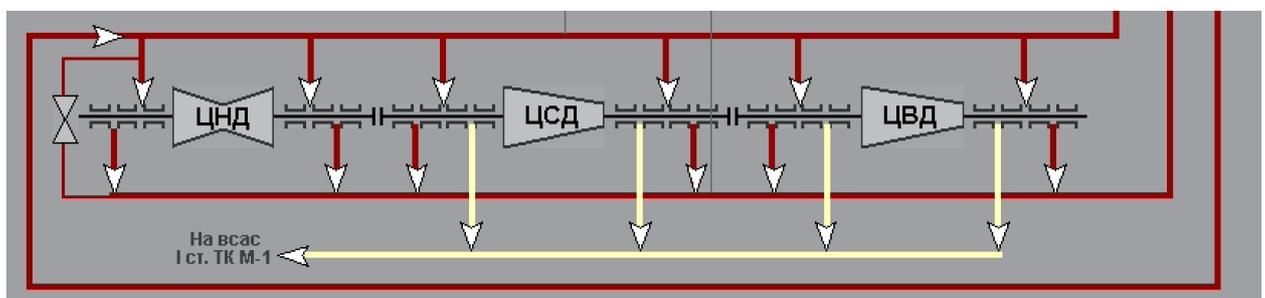
На рисунке 11 отображено движение рабочего газа и пара выступающего в роли затворного газа в обойме.



Стрелками указано направление потока

Рисунок 11 – Профиль статорной обоймы лабиринтного уплотнения

Схема подвода пара к концевым лабиринтным уплотнениям центробежного компрессора отображена на рисунке 12.



Красными стрелками отображено движение пара, желтыми стрелками отображено движение пирогаза

Рисунок 12 – Схема старой системы лабиринтных уплотнений компрессора

3.3 Модернизированная система концевых лабиринтных уплотнений центробежного компрессора

В основе модернизации системы концевых лабиринтных уплотнений лежит изготовление новых обойм с камерами под введение буферного и барьерного газа, а также доработка участков гребней на роторе в соответствии с геометрией новых обойм. Концевые уплотнения лабиринтные выполняются в виде стальных обойм с проточкой под усы типа «выступ-впадина». Усы уплотнений стальные, установлены в роторы. Роторы будут доработаны в части концевых уплотнений (проточены и установлены новые усы где необходимо, убраны усы, которые не нужны).

Работа выполняется с целью:

- повышения надежности работы системы концевых уплотнений роторов;
- повышения наработки компрессора между ремонтами (в виду ограничения в части недостаточного ресурса концевых уплотнений).

Для изготовления новых обойм использована сталь 20 ГОСТ 1050-2013. Эскиз новой обоймы концевых лабиринтных уплотнений цилиндра среднего давления продемонстрирован на рисунке 13.

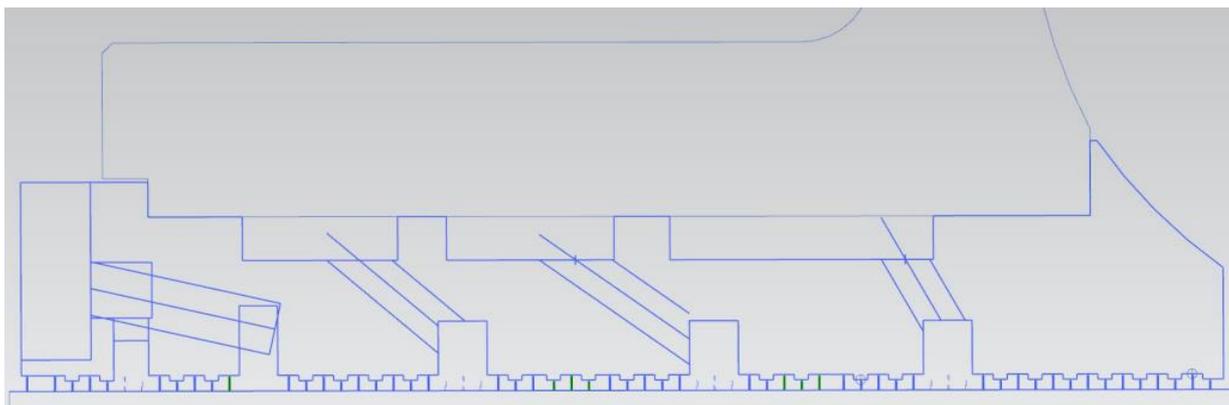


Рисунок 13 – Эскиз обоймы нового концевых лабиринтного уплотнения ЦСД

Схема подачи и вывода газов, а также примерные значения давлений, в обойме цилиндра высокого давления изображена на рисунке 14.

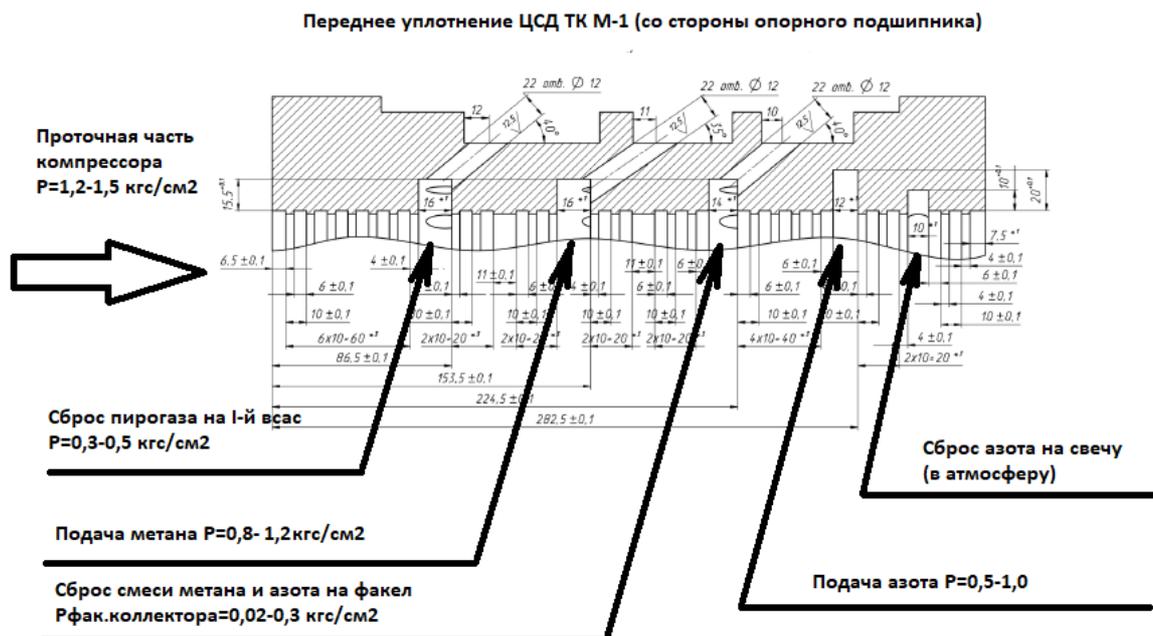


Рисунок 14 – Подведение и отведение потоков в новых обоймах ЦСД

Пирогаз попадая в уплотнения из проточной части преодолевает участок из 14 дросселей, представляющих собой выступы статорной обоймы и короткие и длинные гребни, пройдя это участок рабочий газ попадает в камеру, соединенную с первой ступенью цилиндра низкого давления. Оставшаяся часть пирогаза движется к следующему участку уплотнений, включающему в себя 10 дросселей, на этом участке происходит запираение пирогаза буферным газом метаном, давление которого на 90000 – 120000 Па выше давления в камере сброса на первую ступень ЦНД. Оставшаяся часть метан движется к следующему участку уплотнений, включающему в себя 11 дросселей. Для предотвращения попадания метана в машинный зал внедрен барьерный газ – азот. Давление подачи азота на 70000 – 80000 Па выше давления в камере сброса смеси метана и азота на факел.

Для запираения метана азот проходит через лабиринтный участок с 9 дросселями. Излишки азота, проходя через участок уплотнения с 5 дросселями, направляются в свечной коллектор. Для снижения утечек азота в машинный зал предусмотрен последний участок лабиринтного уплотнения с 5 дросселями.

Принципиальная схема течения газов в лабиринтных уплотнениях корпуса ЦСД представлена на рисунке 15.

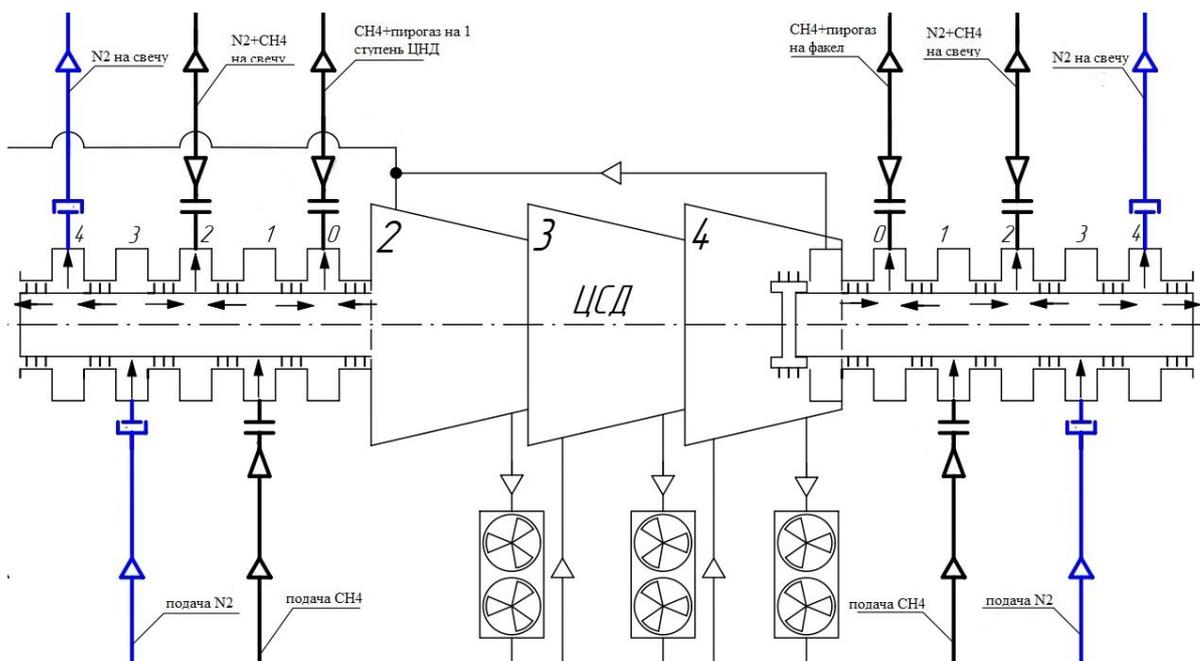


Рисунок 15 – Принципиальная схема течения газов в лабиринтных уплотнениях корпуса ЦСД

Увеличенный ресурс до капитального ремонта достигается за счет существенного снижения загрязнения концевых уплотнений за счет исключения попадания в них пирогаза из проточной части компрессора посредством использования буферного (метан) и барьерного (азот) газов.

Для осуществления регулировки давления подачи метана и азота предусмотрено изменение положения арматуры, регулирования на входе газов.

4 Газодинамический расчет течения газов в модернизированной системе уплотнения

Цель данного раздела проведение расчета течения газов в модернизированном концевом лабиринтном уплотнении ступени среднего давления центробежного компрессора. В разделе проведен CFD-расчет ЛУ с осевым зазором 0,35 мм и 0,5мм. Размер 0,35 мм соответствует зазору старой системы концевых уплотнений, расчет 0,5 мм проводится для исследования прироста расхода и утечек газа, а также ввиду конструктивных особенности сборки новой системы лабиринтных уплотнений.

Ключевая задача проводимого расчета - сравнение двух предлагаемых вариантов модернизации ЛУ на предмет утечки газа в машинный зал, что подразумевается используемой конструкцией.

Исследование проводится ПК «Ansys», модуль «Ansys CFX».

4.1 Расчет параметров рабочего газа

Состав рабочего газа представлен в таблице А.1 приложения А.

Рассчитанные ниже параметры будут использоваться в дальнейшем моделировании течения рабочего газа в система концевых лабиринтных уплотнений ЦСД исследуемого компрессора.

Рабочий газ в ЦСД представляет собой многокомпонентную смесь со следующими характеристиками:

молярная масса смеси $\mu_{см}$:

$$\mu_{см} = \frac{100}{\sum_{i=1}^{25} \frac{q_i}{\mu_i}} = 26,8 \frac{\text{г}}{\text{моль}} \quad (1)$$

газовая постоянная смеси R :

$$R = \frac{8314}{\mu_{см}} = \frac{8314}{26,8} = 310,2 \frac{\text{Дж}}{\text{г} \cdot \text{К}} \quad (2)$$

абсолютное давление рабочего газа p_0 :

$$p_0 = p_{атм} + p_{изб} = 101325 + 1,5 \cdot 98100 = 248475 \text{ Па} \quad (3)$$

плотность газа при заданных температуре и давлении ρ :

$$\rho = \frac{p_0}{R \cdot (t_r + 273,15)} = \frac{248475}{310 \cdot (40 + 273,15)} = 2,557 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad (4)$$

4.2 Построение расчетных моделей

Для проведения газодинамического расчета в роли геометрии используется тело, представляющее собой зазор между ротором и рубашкой ступени среднего давления центробежного компрессора.

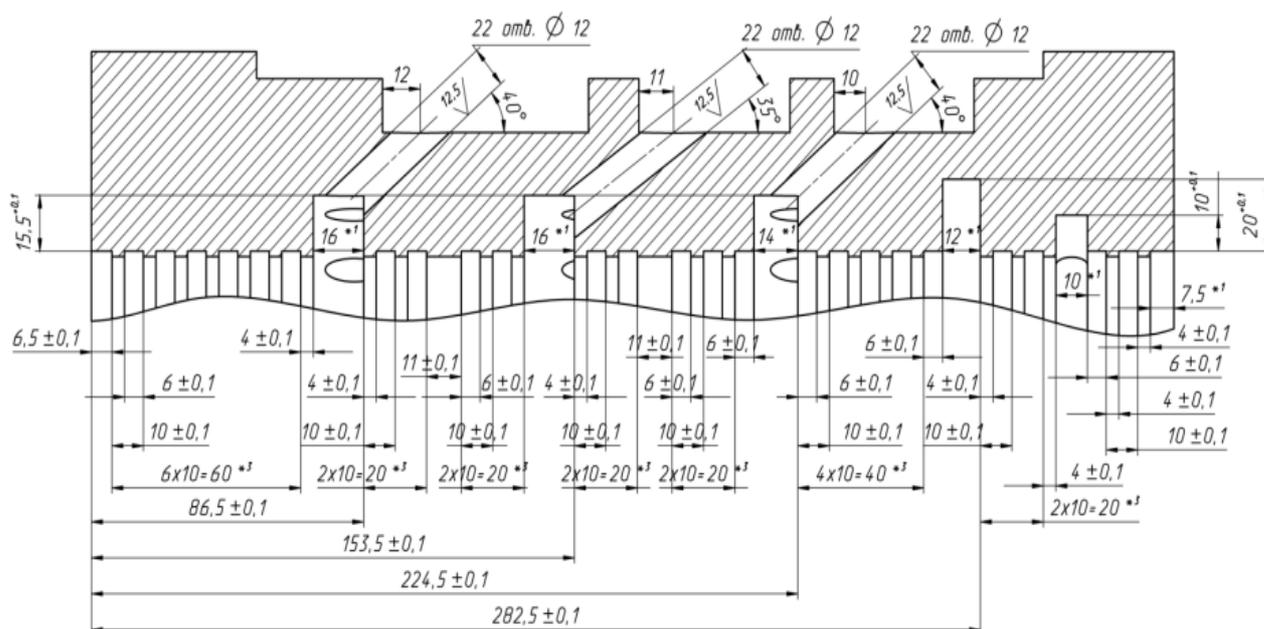


Рисунок 16 – Чертеж обоймы ЛУ.

САЕ-модели построены в программе «КОМПАС-3D». В ходе проведения работы были опробованы различные модификации САЕ-моделей, выбран вариант построенный выдавливанием вращения эскиза ЛУ в продольном разрезе на 0,25 градуса. Выбор обусловлен параметрами сетки конечных элементов, при построении геометрии вращением на 1 градус, количество конечных элементов слишком велико, что требует недоступных вычислительных мощностей.

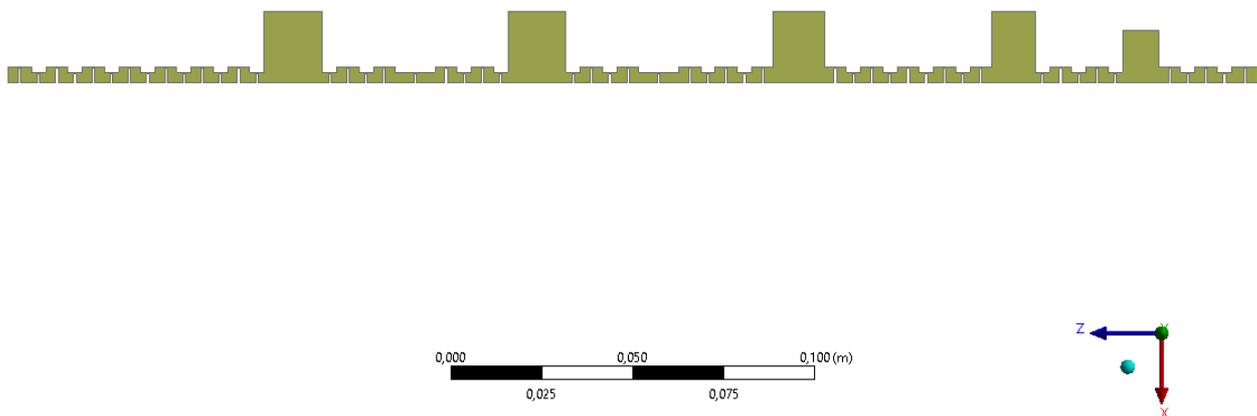


Рисунок 17 – Импортированная модель зазора 0,5 мм.

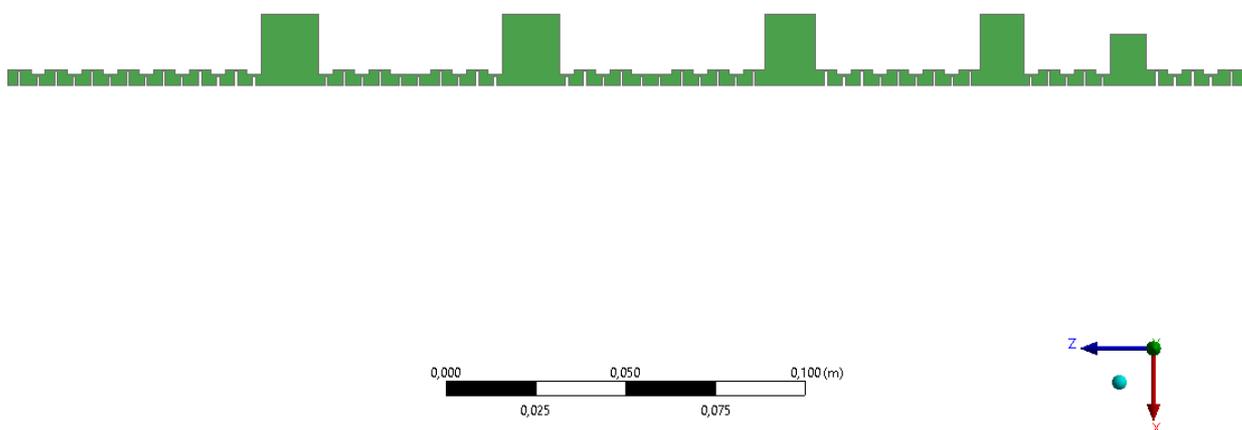


Рисунок 18 – Импортированная модель зазора 0,35 мм.

4.3 Построение конечно-элементной сетки

Ключевым фактором для достижения корректных результатов, при решении задач в Ansys CFX, является правильно построение конечно-элементной сетки, что позволяет достигнуть минимальных погрешностей.

При построении сетки для исследуемых моделей особое внимание уделяется зоне гребней, для наиболее точных расчетов в этих местах проводится измельчение сетки инструментом edge sizing, со значение number of divisions – 16. При помощи инструмента inflation проведено измельчение сетки по периметру моделей. Также использовались инструменты Sweep Method с показателем Sweep Num Divs равным 1 и Face Sizing со значением Element Size 1мм.

Сформированные сетки конечных элементов включают в себя по 75876 и 75632 конечных элемента, разница составляет около 0.3%, сетки максимально схожи, что позволяет перейти к дальнейшему проведению расчетов.

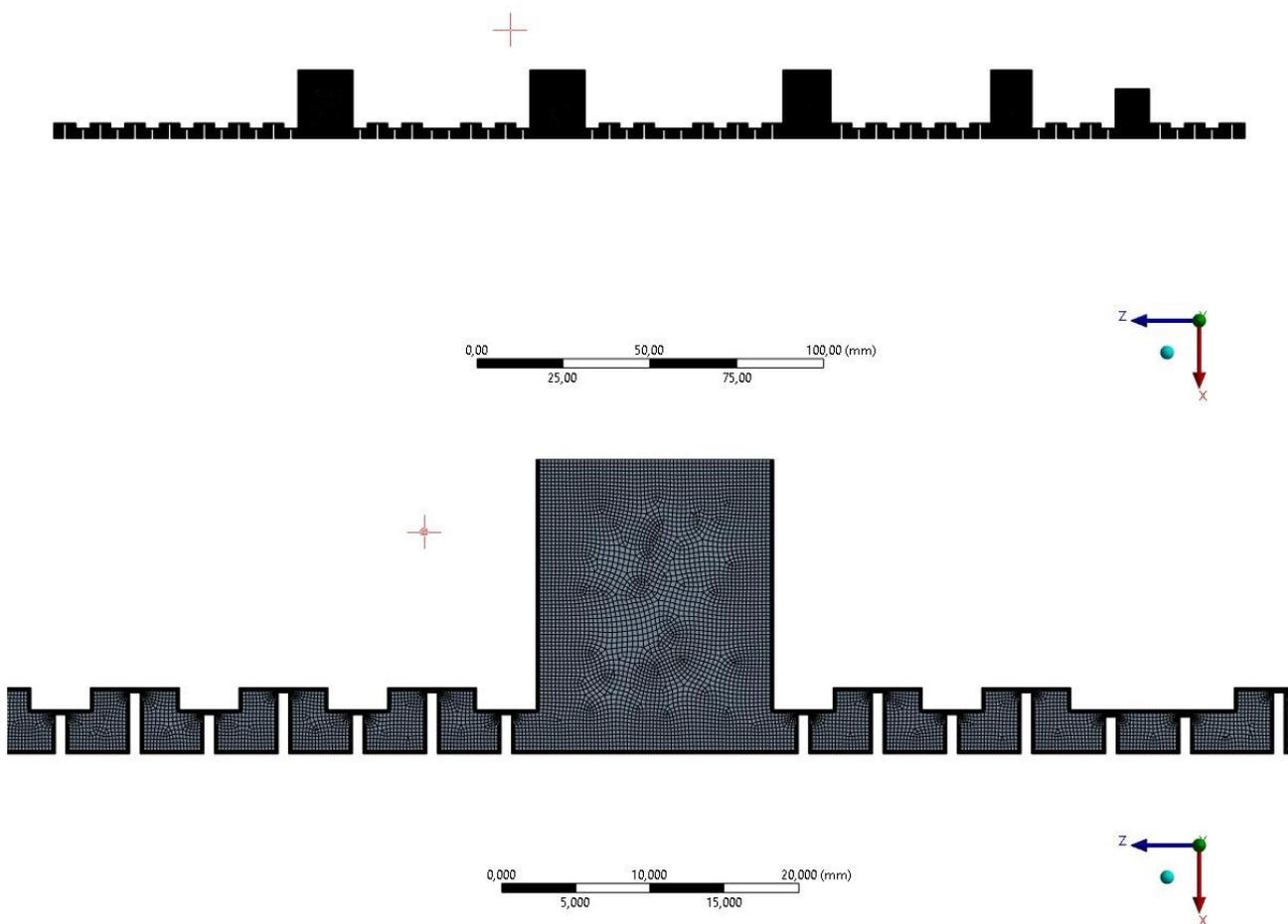


Рисунок 19 – Общий вид сетки конечных элементов.

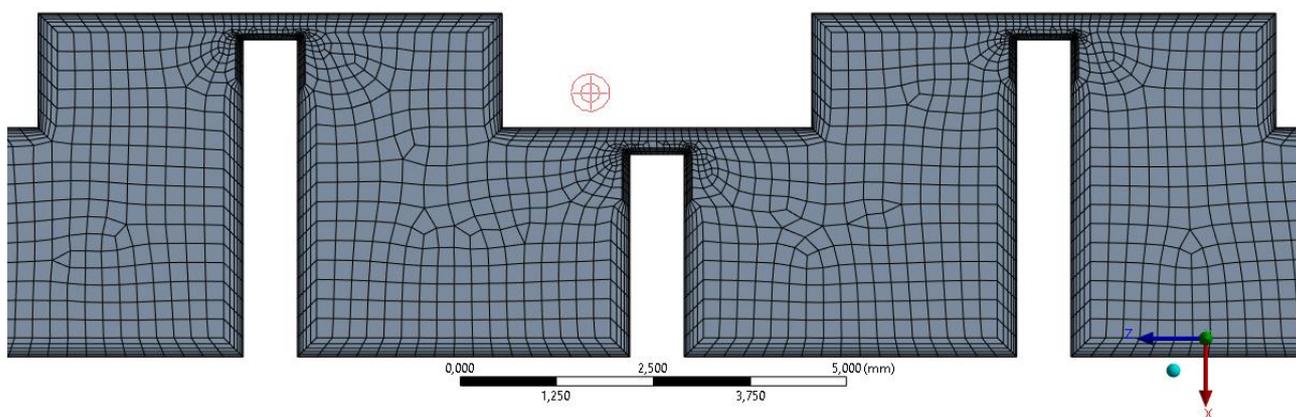


Рисунок 20 – Сетка конечных элементов модели 0,35мм.

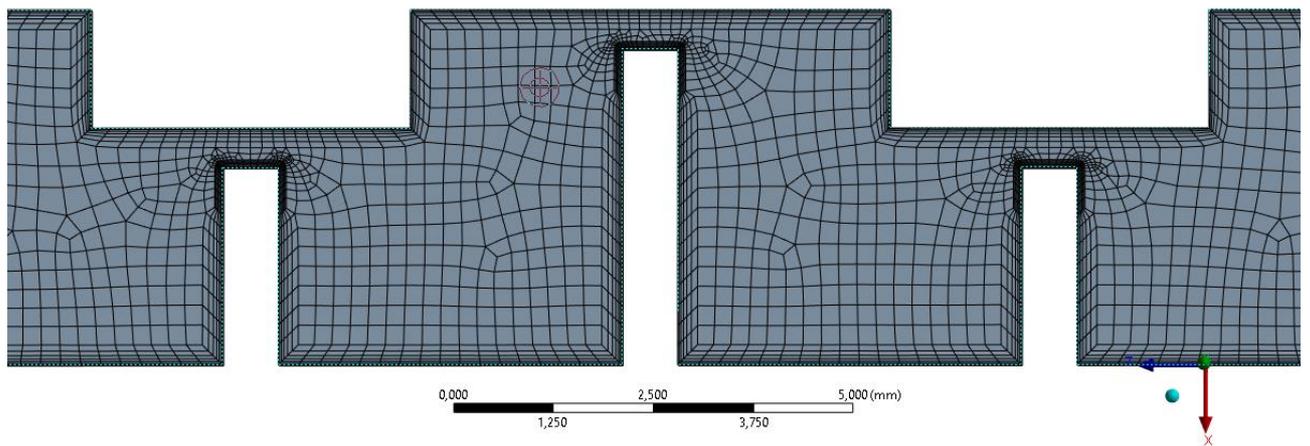


Рисунок 21 – Сетка конечных элементов модели 0,5мм.

4.4 Задание граничных условий

Для задания граничных условий используется инструмент named selection, обозначаются секции соответствующие:

- проточной части компрессора;
- сбросу пирогаза на 1 ступень ЦНД;
- зоне подачи метан;
- зоне сброса метана и азота на факел;
- зоне подачи азота;
- сбросу азота на свечу;
- выходу газа в машинный зал;
- ротору компрессора;
- рубашке компрессора;
- боковым стенкам модели.

Дальнейшие действия происходят в разделе setup. Для проведения расчетов необходимо добавить используемые материалы, в нашем случае газы: метан (N2), азот (CH4) и пирогаз (pyrogas) для которого задается молярная масса 26,8 кг/кмоль, а также плотность газа при заданном давлении 2,557 кг/м³.

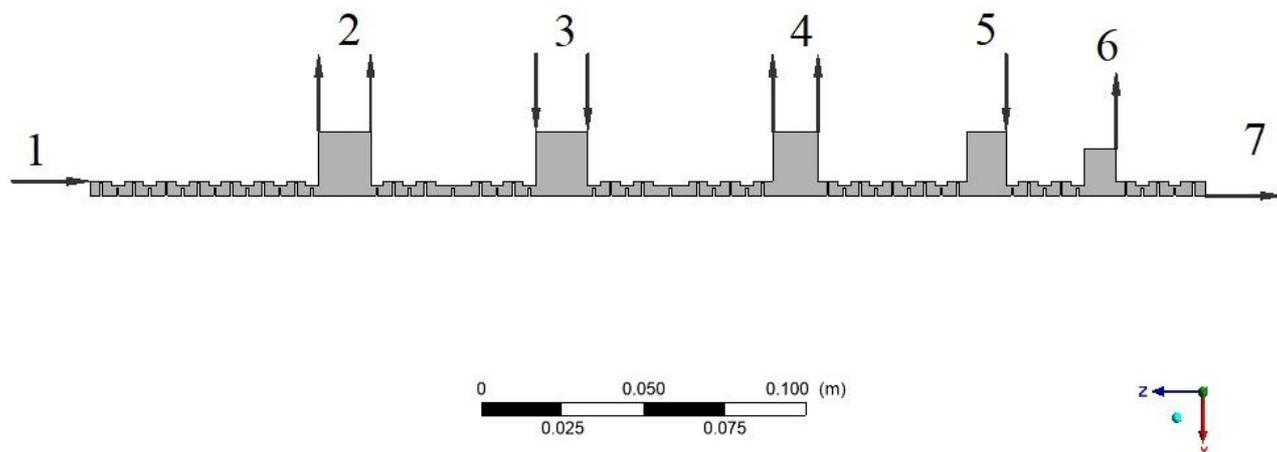


Рисунок 22 – Схема граничных условий.

В разделе Default Domain в параметре pressure задается атмосферное давление, в параметре turbulence – shear stress transport. В соответствии с исходными данными представленными в Таблице 1 каждой области задаются граничные условия. Областям, соответствующим входу пирогаза, метана и азота, задается тип границы - вход. Областям соответствующим: сбросу смеси метана и азота на факел, сбросу азота на свечу и выходу азота в машинный зал, а также сбросу пирогаза на 1 ступень ЦНД задается тип границы - выход. Все давления задаются избыточные, так как в разделе Default Domain в параметре Reference pressure установлено значение 101325 Па (атмосферное давление).

Таблица 1 – Граничные условия расчета.

Область применения	Тип границы	Избыточное давление, Па	Газ
Проточная часть компрессора	вход	141100	pyrogas
Сброс смеси пирогаза и метана на 1 ступень ЦНД	выход	39226	-
Подача буферного газа	вход	98066	CH ₄
Сброс смеси метана и азота на факел	выход	9806	-
Подача барьерного газа	вход	73549	N ₂
Сброс азота на свечу	выход	0	N ₂
Выход азота в машинный зал	выход	0	N ₂

Области соответствующей ротору компрессора, а также стенкам модели при помощи инструмента domain interface задается вращение 5660 оборотов в минуту. Области статора задается статическое положение стенки.

4.5 Результаты расчетов

В ходе моделирования течения газов в исследуемых конструкциях уплотнений для каждой модели было проведено по 25000 итераций, с целью достижения максимальной точности и отсутствия массового дисбаланса.

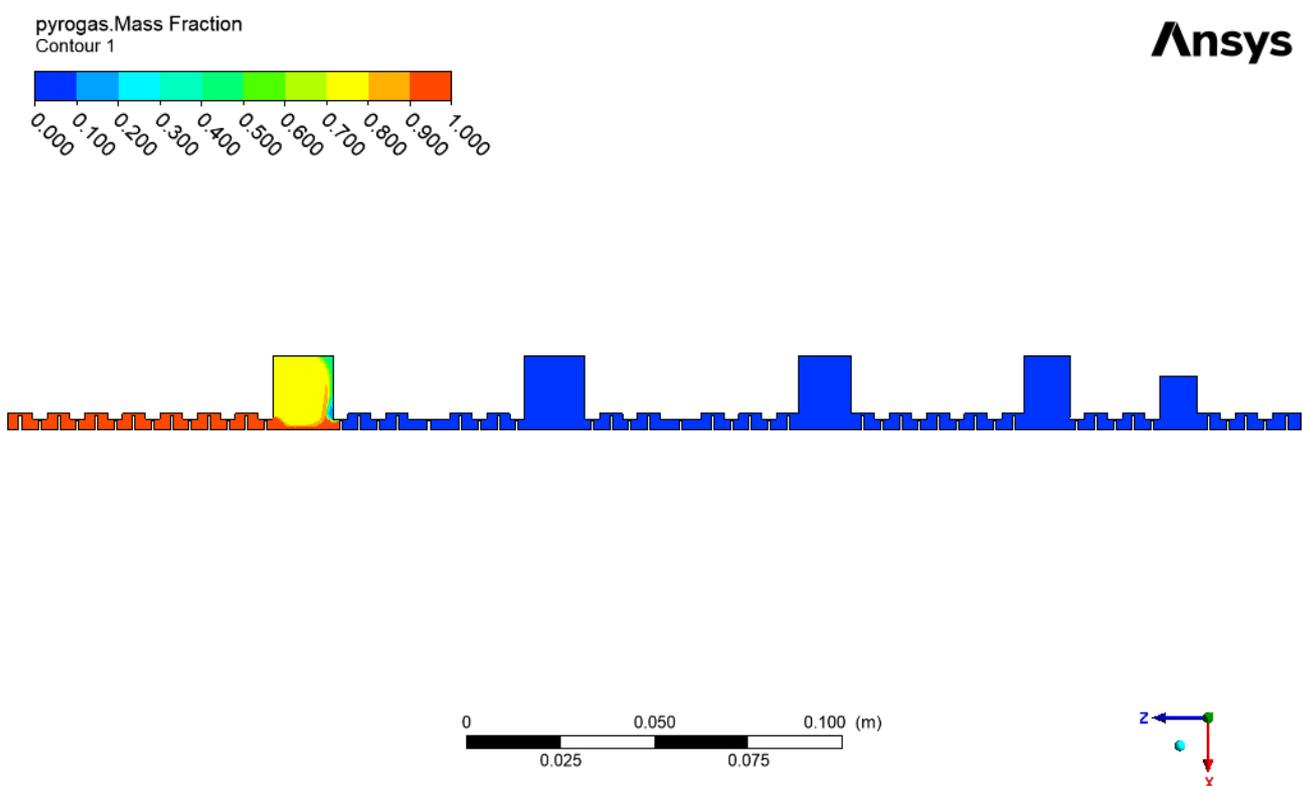
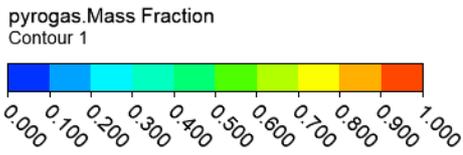


Рисунок 23 – Объемное распределение пирогаза в уплотнении 0,5мм.



Ansys

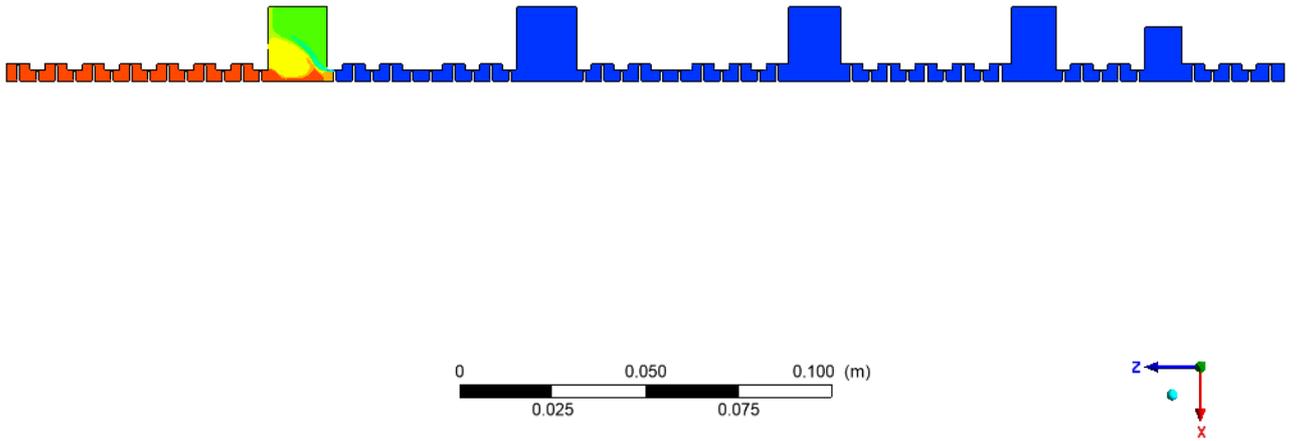
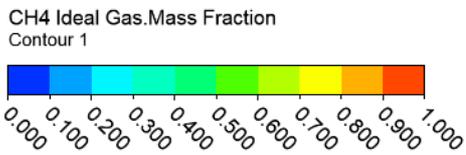


Рисунок 24 – Объемное распределение пирогаза в уплотнении 0,35мм.



Ansys

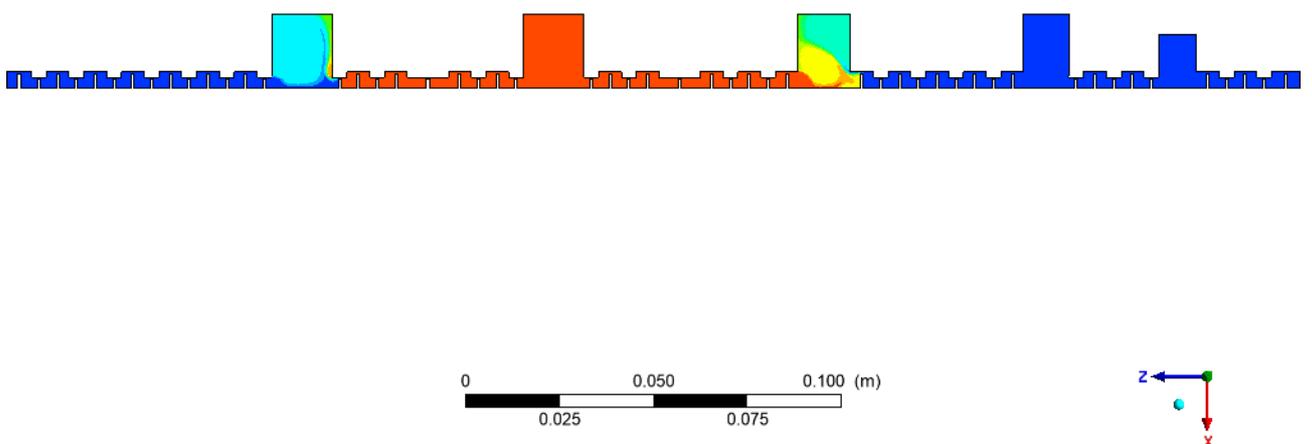


Рисунок 25 – Объемное распределение метана в уплотнении 0,5мм.

CH4 Ideal Gas.Mass Fraction
Contour 1

Ansys

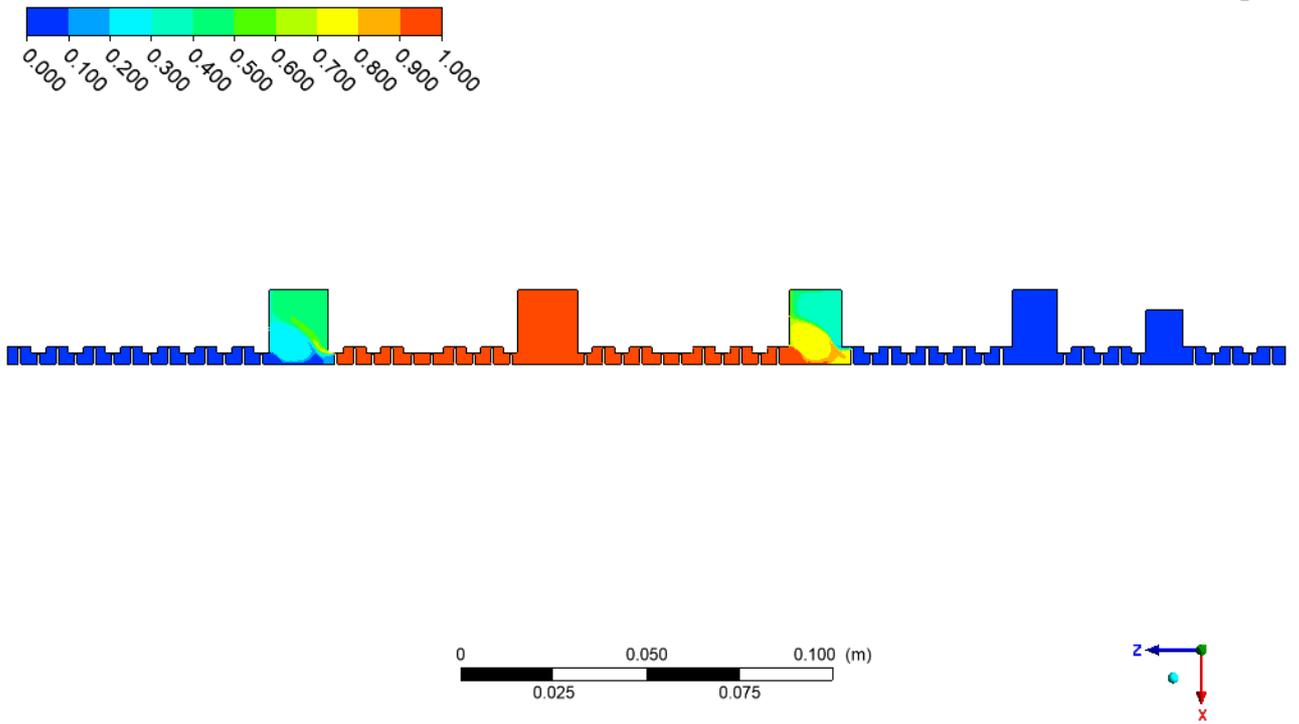


Рисунок 26 – Объемное распределение метана в уплотнении 0,35мм.

N2 Ideal Gas.Mass Fraction
Contour 1

Ansys

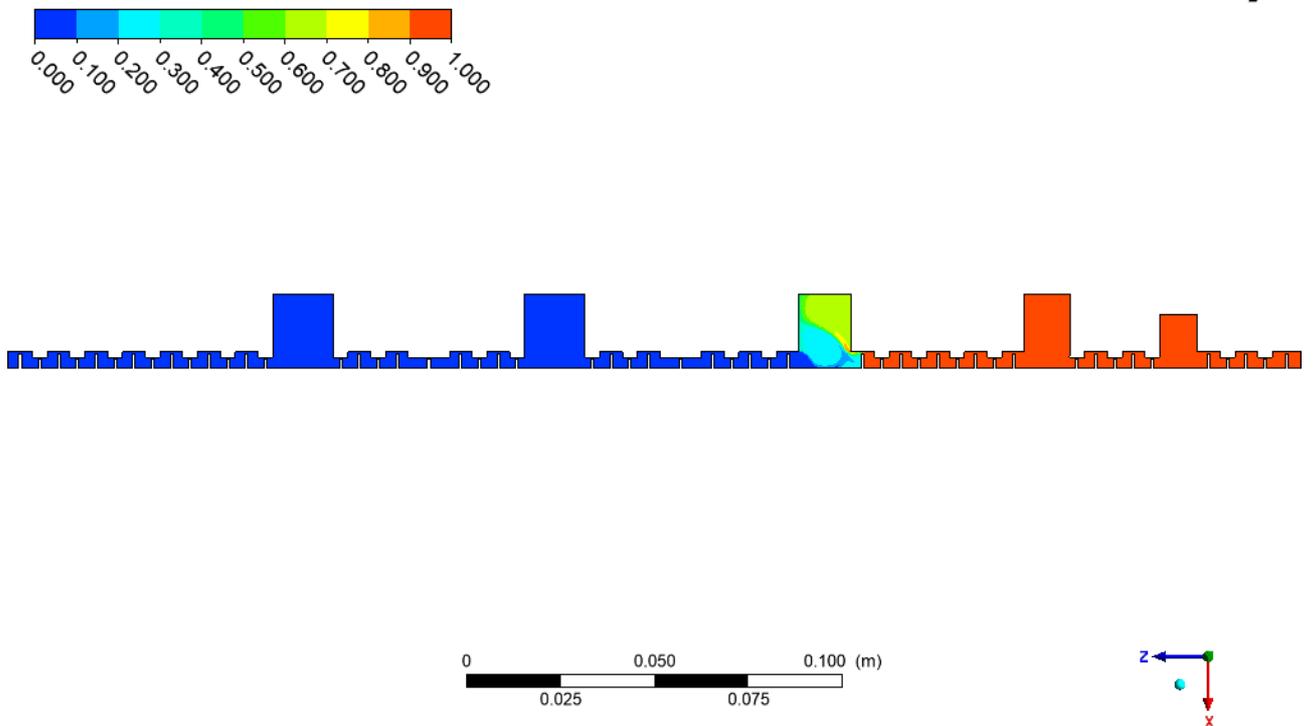


Рисунок 27 – Объемное распределение азота в уплотнении 0,5мм.

N2 Ideal Gas.Mass Fraction
Contour 1

Аnsys

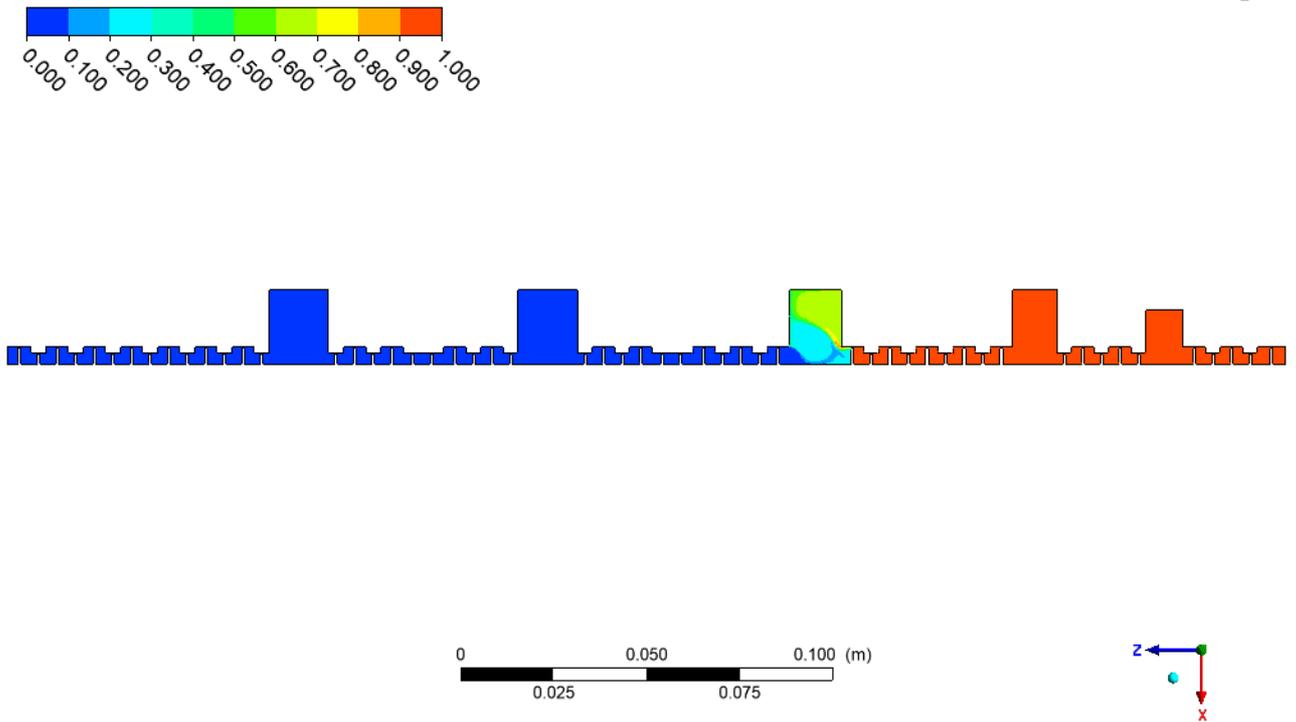


Рисунок 28– Объемное распределение азота в уплотнении 0,35мм.

Результаты расчетов объемного распределения газов по уплотнениям говорят о том, что буферный газ (метан) выполняют подразумеваемые конструкцией функции в обоих случаях. На рисунке 23 и рисунке 24 наглядно видно, что массовая доля пирогаза дальше секции, сброса смеси пирогаза и метана на 1 ступень ЦНД, равна 0. Аналогичная ситуация с метаном, чья массовая доля дальше, секции сброса смеси метана и азота на факел, также равняется 0. Это говорит о том, что метан в машинный зал не поступает.

Далее проведены расчеты распределения абсолютного давления в уплотнениях.

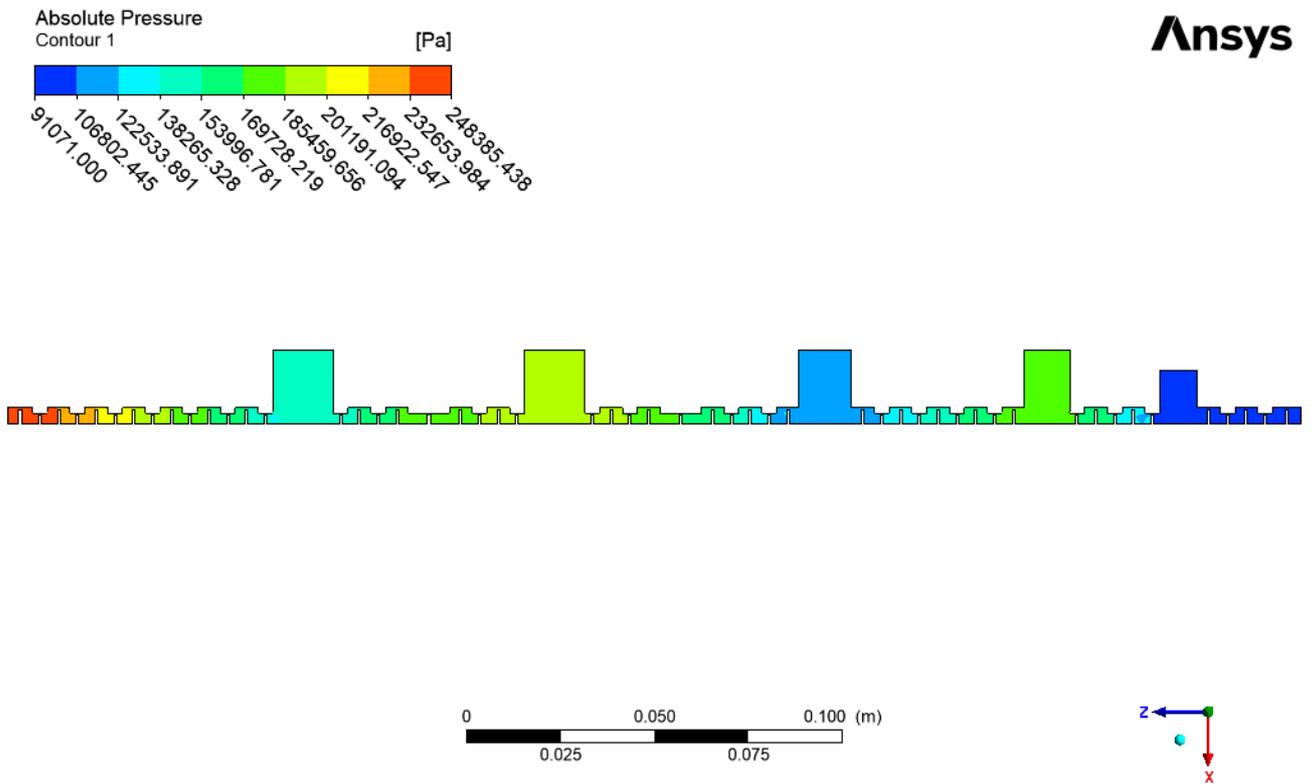


Рисунок 29 – Распределение абсолютного давления в уплотнении 0,5мм.

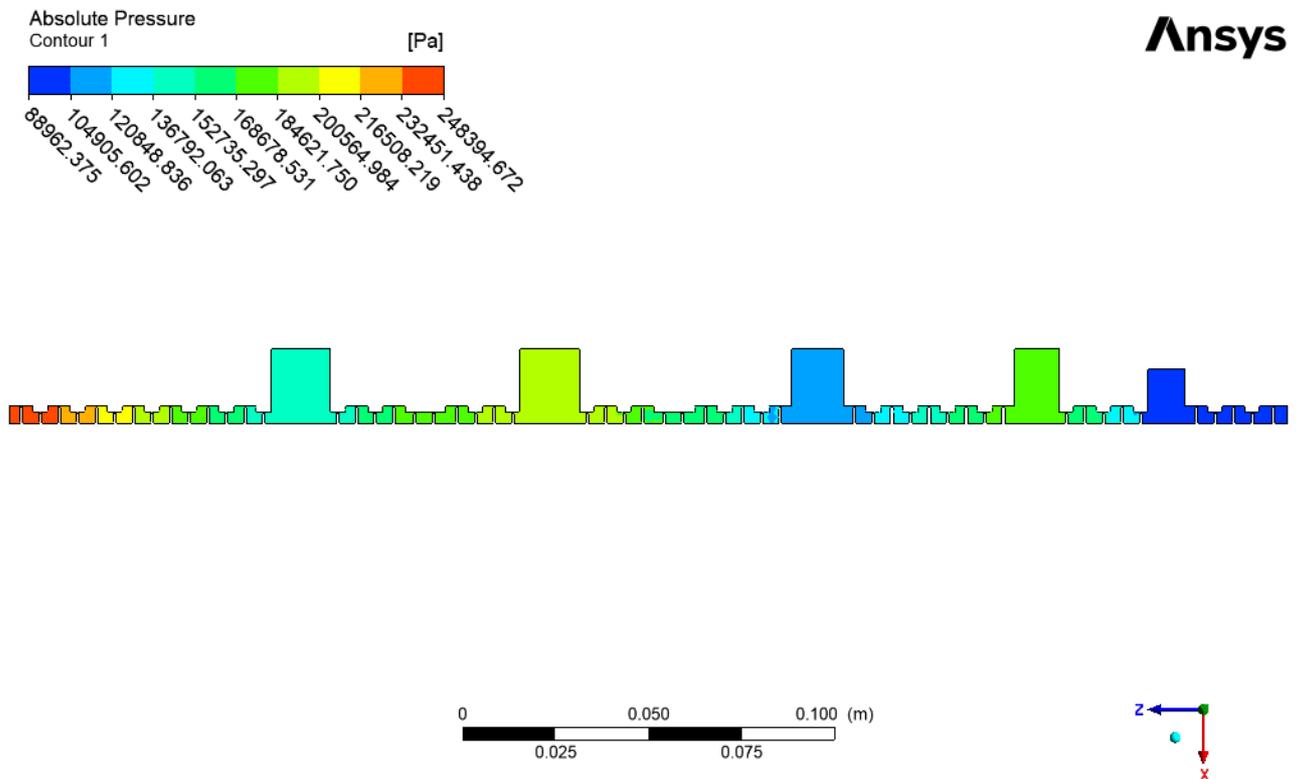


Рисунок 30 – Распределение абсолютного давления в уплотнении 0,35мм.

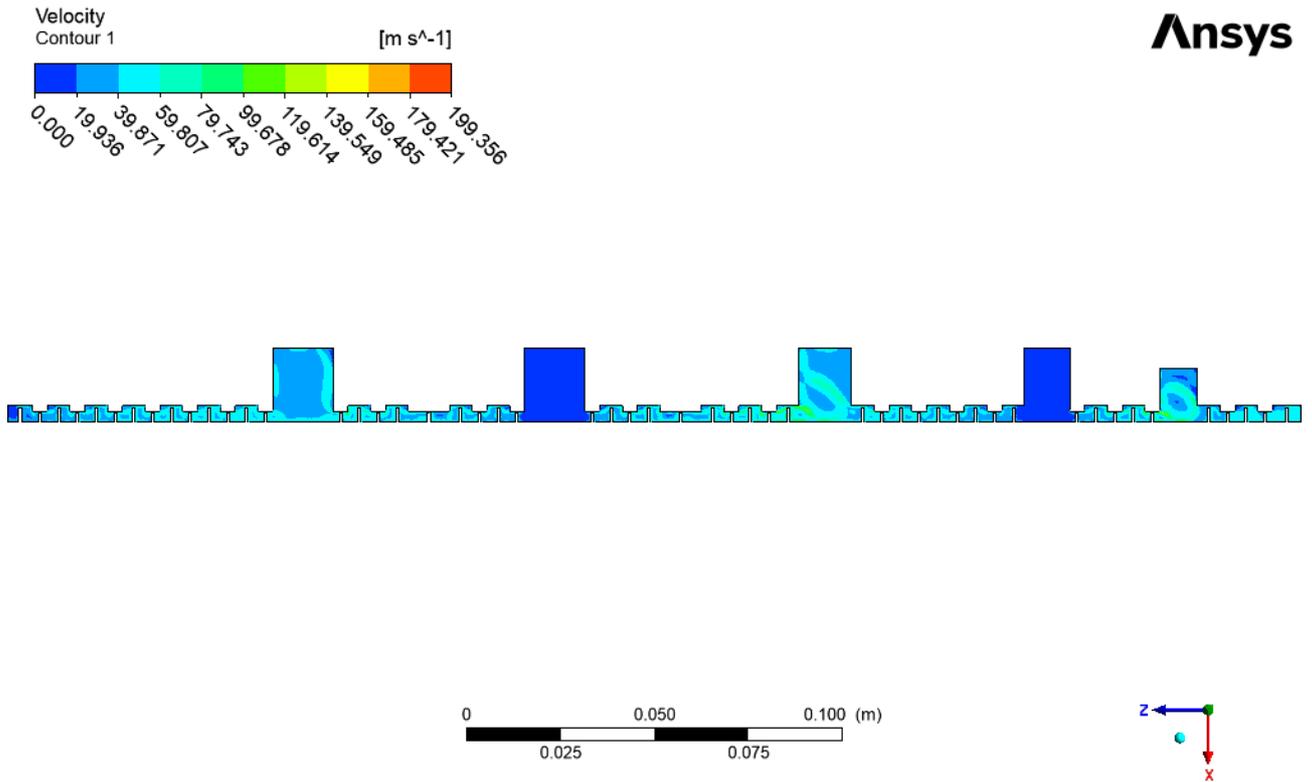


Рисунок 31 – Распределение скоростей движения газов в уплотнении 0,5мм.

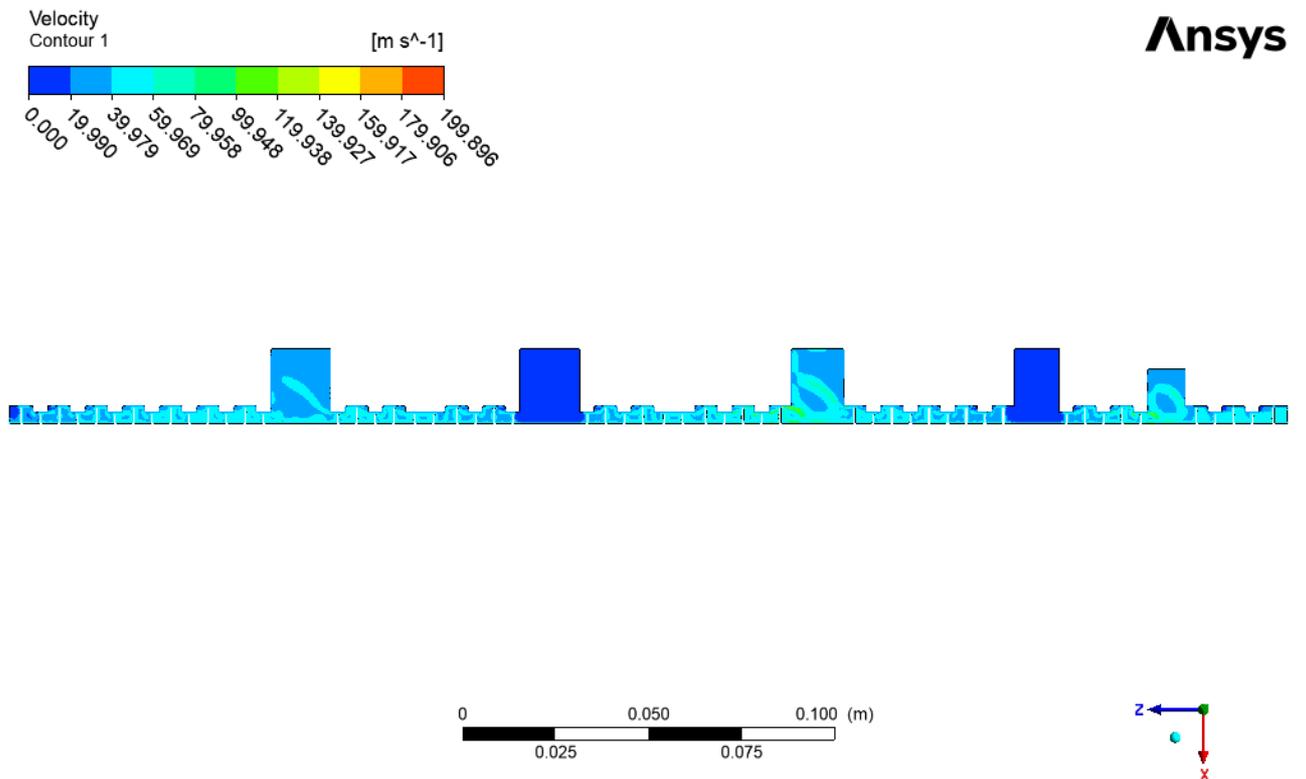


Рисунок 32 – Распределение скоростей движения газов в уплотнении 0,35мм.

Определение массового расхода газов, поступающих в модернизированную систему ЛУ и истекающих из нее.

Таблица 2 – Массовый расход газов в модернизированной системе ЛУ

Область	Массовый расход, G, кг/с	
	0,35 мм	0,5 мм
Проточная часть	0,0301971	0,037604
Сброс смеси пирогаза и метана на 1 ступень ЦНД	0,05086930	0,0628963
Подача буферного газа (метан)	0,043264	0,0530628
Сброс смеси метана и азота на факел	0,0473079	0,0588673
Подача барьерного газа (азот)	0,0598028	0,0765245
Сброс азота на свечу	0,0306466	0,037994
Выход азота в машинный зал	0,00451436	0,00777364

Определение часового объема расхода газов проводится по формуле:

$$V_M = \frac{3600G}{\rho_{н.у}} \quad (5)$$

Где G – Массовый расход, кг/с

$\rho_{н.у}$ – плотность газа при нормальных условиях, кг/м³

Результаты пересчета массового расхода в объемный представлены в Таблице 3.

Таблица 3 – Объемный расход газов в модернизированной системе ЛУ

Область	Объемный расход, G, $\frac{нм^3}{ч}$	
	0,35 мм	0,5 мм
Проточная часть	46,122	57,435
Сброс смеси пирогаза и метана на 1 ступень ЦНД (объем метана)	103,855	125,81
Подача буферного газа (метан)	218,138	267,544
Сброс смеси метана и азота на факел (объем метана)	114,283	141,733
Сброс смеси метана и азота на факел (объем азота)	70,96580	88,5797
Подача барьерного газа (азот)	172,232	220,391
Сброс азота на свечу	88,26230	109,423
Выход азота в машинный зал	13,0014	22,3881

Выполнен газодинамический расчет величины протечек для системы концевых лабиринтных уплотнений с радиальными зазорами в 0,35 и 0,5 мм. В результате проведенных расчетов ни пирогаз, ни взрывоопасный буферный газ метан не попадают машинный зал в обоих случаях.

Для системы модернизированной системы ЛУ с радиальным зазором 0,35 мм, общий расход метана составил 218,138 нм³/час, расход азота 172,232

нм³/час выход азота в машинный зал составил 13,001 нм³/час.

Для системы ЛУ с радиальным зазором 0,5 мм, общий расход метана составил 267,544 нм³/ час, расход азота 220,391 нм³/ час выход азота в машинный зал составил 22,388 нм³/час.

Полученные результаты отражают расход только через одну обойму ЦСД, а в корпусе они представлены в количестве двух, а корпусов в исследуемом компрессоре три. Это говорит о необходимости стремления к получению минимальных зазоров, обеспечивающих минимальные утечки и расходы буферного и барьерного газов.

5 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Введение

В выпускной квалификационной работе магистра описывается процесс модернизации концевых лабиринтных уплотнений ступени среднего давления центробежного компрессора 2RVD102+7RMB99+4RVB88.

Цель предлагаемой модернизации:

- повышения надежности работы системы концевых уплотнений роторов;
- повышения наработки компрессора между ремонтами (в виду ограничения в части недостаточного ресурса концевых уплотнений).

Увеличенный ресурс до капитального ремонта достигается за счет существенного снижения загрязнения концевых уплотнений за счет исключения попадания в них пирогаза из проточной части компрессора посредством использования буферного (метан) и барьерного (азот) газов.

Проведя аналитический расчет и CFD моделирования процесса работы двух предлагаемых вариаций ЛУ, конечным решением стало внедрение новой системы концевых уплотнений с зазором между ротором и рубашкой компрессора 0.35 мм, поскольку данный вариант позволит минимизировать протечки азота в машинный зал.

Для обоснования экономической эффективности предложенных решений по внедрению цифрового аналога промысла необходимо оценить экономический эффект. Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определение размера капитальных вложений;
- проведение расчета эксплуатационных затрат;
- определение экономического эффекта от сокращения потребления электроэнергии и отказа от впрыска керосина
- оценка экономической эффективности.

5.1 Расчет капитальных вложений

5.1.1 Затраты на оплату труда и отчисления во внебюджетные страховые фонды

Стоимость модернизации концевых лабиринтных уплотнений центробежного компрессора складываются из следующих составляющих: затраты на оплату труда, затраты на материалы и комплектующие, амортизационные отчисления, затраты на транспортировку и затраты на монтаж.

Помимо разработки проекта, исполнитель по условиям договора должен провести шефмонтаж и шефналадку новой системы, а также провести экспертизу промышленной безопасности внедряемого решения. Часть работы будет выполнена штатными работниками. В таблице 4 указаны затраты на оплату труда и отчисления во внебюджетные фонды.

Таблица 4 – Затраты на оплату и отчисления во внебюджетные фонды.

Статья расходов	Стоимость, тыс. руб.
Затраты на оплату труда специалистов по проектировщиков организации-исполнителя	409,98
Затраты на оплату труда и командировочных выездных специалистов	208,32
Затраты на оплату труда ремонтной бригады	137,11
Затраты на страховые взносы специалистов	124,04
Затраты на страховые взносы выездных специалистов	29,88
Затраты на страховые взносы ремонтной бригады	42,92
Итого	952,25

5.1.2 Затраты на амортизационные отчисления, материалы, комплектующие и транспортировку

Согласно проекту, будет изготовлено 12 обойм. На каждый цилиндр сжатия предусмотрено по 4 обоймы (2 из них запасные). Обоймы изготавливаются из стали 20. Вес обойм ЦНД и ЦСД одинаков и составляет 89,4 кг, обойма ЦВД весит 81,7 кг. Затраты на материал для изготовления обойм рассчитываются $Z_{\text{мат.}}$:

$$Z_{\text{мат.}} = Z_{\text{мат.}\backslash\text{кг}} \cdot M_{\text{изд}} \quad (6)$$

где $Z_{\text{мат.}\backslash\text{кг}}$ – стоимость материала, руб./кг;

$M_{\text{изд}}$ – масса изделий, кг.

Оценка стоимости материалов для изготовления обойм представлена в таблице 5.

Таблица 5 – Затраты на материалы.

Наименование	Материал	Количество, шт.	Стоимость за кг., тыс. руб.	Масса изделия, кг.	Затраты, тыс. руб.
Обойма ЦНД	Сталь 20	4	0,55	89,4	19,67
Обойма ЦСД	Сталь 20	4	0,55	89,4	19,67
Обойма ЦВД	Сталь 20	4	0,55	81,7	17,97
Итого		12		1042	57,31

Амортизация начисляется нелинейным методом по следующей формуле:

$$Z_{\text{аморт.}} = Z_{\text{аморт.тек.}} \cdot N_{\text{аморт.мес}} \cdot B_p \quad (7)$$

где $Z_{\text{аморт.тек.}}$ – сумма амортизации на текущий период, руб.;

$N_{\text{аморт.мес}}$ – норма амортизации за месяц, %.

Затраты на амортизационные отчисления используемого в работе оборудования указаны в таблице 6.

Таблица 6 – Затраты на амортизационные отчисления

Параметр	Станок металло- обрабатывающий с ЧПУ	Электрический кран-балка
Амортизационная группа	5	7
Норма амортизации за месяц (%)	2,7	1,3
Сумма амортизации на текущий период, тыс. руб.	2465,85	651,43
Время работы оборудования, мес.	0,097	0,014
Сумма амортизации за время работы, тыс. руб.	6,46	0,19
Итого, тыс. руб.	6,58	

Для обеспечения нормальной работы узла уплотнений предусмотрено наличие минимального набора КИП и элементов трубопроводной арматуры. Перечень и стоимость комплектующих приведены в таблице 7.

Таблица 7 – Затраты на комплектующие

Наименование	Количество, шт.	Цена за шт., тыс. руб.	Затраты, тыс. руб.
Расходомерное устройство	2	73,8	147,6
Датчик давления	4	14,6	58,4

Продолжение таблицы 7

Наименование	Количество, шт.	Цена за шт., тыс. руб.	Затраты, тыс. руб.
Датчик перепада давления	2	25	50
Датчик температуры	2	2,5	5
Датчик ДВК	1	8,6	8,6
Задвижка DN 125 PN 16	1	78,9	78,9
Клапан регулирующий DN125 PN 16	2	163,4	326,8
Обратный клапан DN 125 PN 16	2	39,4	78,8
Итого			754,1

Суммарные затраты на комплектующие составят:

$$Z_{\text{компл.}} = 754,1 \text{ тыс. руб.}$$

Транспортировка осуществляется автомобильным транспортом. Согласно информации транспортной компании, затраты на грузоперевозку $Z_{\text{трансп.}}$ составят 261101 руб.

5.1.3 Затраты на проведение мероприятия

Затраты на проведение мероприятия включают все вышеперечисленные затраты. Также в затраты на проведение мероприятия включены накладные расходы, которые могут не иметь прямого отношения к осуществляемым мероприятиям, но могут сопровождать процесс проектирования и монтажа, на накладные расходы было выделено 15 % от общих затрат. Затраты на накладные расходы составят:

$$Z_{\text{накл.}} = 289,44 \text{ руб.}$$

Перечень затрат на проведение мероприятия и их стоимость указаны в таблице 8.

Таблица 8 – Затраты на проведение мероприятия

Затраты	Сумма затрат, тыс. руб.
Затраты на оплату труда	653,63
Затраты на отчисления во внебюджетные страховые фонды	196,83
Затраты на материалы	573,1
Затраты на амортизационные отчисления	6,576
Затраты на комплектующие	754,1
Затраты на транспортировку	261,1
Накладные расходы (15 %)	289,44
Итого	2218,98

5.2 Расчет экономического эффекта от сокращения потребления электроэнергии, отказа от впрыска керосина и сокращения времени простоя

Для ограничения осаждения полимеров в проточной части турбокомпрессора во всасывание каждой ступени впрыскивается керосин. Новая конструкция уплотнений подразумевает отказ от впрыска керосина. Электродвигатель двухплунжерного насоса для керосина потреблял 13 кВт/час. Расход керосина составлял 10 тонн/мес.

Ежегодный экономический эффект от сокращения потребления электроэнергии определяется по формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{эк.эл.}} = \mathcal{C}_{\text{эл.}} \cdot M \cdot 24 \cdot 365/1000 \quad (8)$$

Где $\mathcal{C}_{\text{эл.}}$ – стоимость киловатт часа руб;

M – мощность электродвигателя.

Таким образом:

$$\mathcal{E}_{\text{эк.эл.}} = 3,81 \cdot 13 \cdot 24 \cdot \frac{365}{1000} = 433,88 \text{ тыс. руб./год}$$

Ежегодный экономический эффект от отказа использования керосина определяется по формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{эк.к.}} = P_{\text{мес.}} \cdot \mathcal{C}_{\text{кер.}} \cdot 12 \quad (9)$$

Где $P_{\text{мес.}}$ – месячный расход керосина в старой системе уплотнений;

$\mathcal{C}_{\text{к.}}$ – стоимость тонны керосина руб.

Таким образом:

$$\mathcal{E}_{\text{эк.к.}} = 10 \cdot 50 \cdot 12 = 6000 \text{ тыс. руб./год}$$

Текущий межремонтный период для турбокомпрессора составляет 2 года. Установка модернизированного узла позволит увеличить межремонтный период до 4 лет.

Капитальный ремонт центробежного компрессора ориентировочно занимает 340 часов. Если взять период эксплуатации компрессора в 4 года, то при текущем состоянии компрессора без модернизации потребуется провести 2 ремонта.

Для компрессора с модернизированным уплотнительным узлом будет проведен 1 ремонт.

Экономический эффект от сокращения времени простоя определяется по формуле:

$$\text{Э}_{\text{эк.пр.}} = \text{Ц}_{\text{пр.}} \cdot 340 \quad (10)$$

$\text{Ц}_{\text{пр.}}$ – стоимость простоя во время ремонта тыс. руб./час

$$\text{Э}_{\text{эк.пр.}} = 20 \cdot 340 = 6800 \text{ тыс. руб.}$$

5.3 Расчет эксплуатационных затрат и амортизационных отчислений

Поскольку внедряемый буферный газ метан составляет 16% являющегося сырьём пирогаза, его использование в новой системе ЛУ значительно не повлияет на эксплуатационные расходы.

Затраты на барьерный газ азот составят 575 тыс. руб./год

Эксплуатационные расходы представлены в таблице 9.

Таблица 9 – Ежегодные эксплуатационные затраты

Показатель	Значение
Электроэнергия, тыс. руб./год	1668,78
Смазочные материалы, тыс. руб./год	2400
Материалы на ремонтно-эксплуатационные нужды, тыс. руб./год	200
Расходы на барьерный газ, тыс. руб./год	575
Прочие материальные затраты, тыс. руб./год	250
Итого:	5093,78

5.4 Амортизация основных средств и налог на имущество организации

Амортизация представляет собой систематическое распределение итоговой цены актива на срок его эффективного использования. Срок службы технического предложения составляет 15 лет, расчет амортизационных отчислений проведен линейным способом. Амортизация начисляется только на оборудование стоимостью за единицу более 100 тыс. руб. и сроком службы более года в моем случае это только Клапан регулирующий DN 125 PN 16 в количестве

2 шт. общей стоимостью 326,8 тыс.руб. Формула расчета амортизации линейным способом:

$$AM = \frac{C}{СПИ} \quad (11)$$

где С — первоначальная или текущая рыночная стоимость объекта НМА;
СПИ – срок полезного использования объекта НМА в месяцах.

Таблица 10 – Расчет амортизации и налога имущество организации

Показатель	2022	2023	2024	2025	2026	2027	2028
Остаточная стоимость на начало периода, тыс. руб.		326,80	305,01	283,23	261,44	239,65	217,87
Амортизация, тыс. руб.	-	7,19	7,19	7,19	7,19	7,19	7,19
Остаточная стоимость на конец периода, тыс. руб.	326,80	305,01	283,23	261,44	239,65	217,87	196,08
Налог на имущество (2,2 %), тыс. руб.	-	6,950	6,471	5,991	5,512	5,033	4,553

5.5 Оценка экономической эффективности проекта

Оценка экономической эффективности является ключевым этапом в расчете, при котором определяются индекс доходности капитальных вложений, срок окупаемости, чистый дисконтированный доход.

Таблица 11 – Экономические показатели

Показатели	Ед. измерения	Сумма	2022	2023	2024	2025	2026
Выручка	тыс. руб.	32535,53	-	6433,88	13233,88	6433,88	6433,88
Текущие затраты	тыс. руб.	22984,73	4518,78	5129,71	4104,23	4103,75	5128,27
Валовая прибыль	тыс. руб.	7205,60	-4518,78	996,39	8700,68	1719,90	307,40
Налог на имущество	тыс. руб.	24,92	-	6,950	6,471	5,991	5,512
Налог на прибыль	тыс. руб.	2344,88	-	199,28	1740,14	343,98	61,48
Сумма налогов	тыс. руб.	2369,80	0,00	206,23	1746,61	349,97	66,99
Чистая прибыль	тыс. руб.	4860,73	-4518,78	797,12	6960,55	1375,92	245,92

Таблица 11 – Итоговые результаты

Накопленный денежный поток	тыс. руб.	18696,28
Суммарный дисконтированный доход	тыс. руб.	5653,61
Внутренняя норма доходности	%	34,94
Индекс доходности		3,53
Срок окупаемости	лет	0,8

Инвестиции окупаются в первый год, т.к. значительный экономический эффект достигнут благодаря отказу от впрыска керосина. Данный проект направлен на обеспечение бесперебойности работы и сокращению отказов оборудования вследствие загрязнения старой системы концевых уплотнений. Прибыль вследствие снижения простоев компрессоров посчитать невозможно, но технология позволит сохранять денег гораздо больше, чем кажется на первый взгляд, хотя бы учитывая тот факт, что при аварийной остановке предприятие недопроизводит продукции на миллионы рублей, теряя прибыль.

Проведение модернизации на установке компримирования и разделения пирогаза затрудняет оценку экономической эффективности на время простоя оборудования, так как цены на промежуточную продукцию установить затруднительно.

Заключение

Был рассмотрен один из вариантов повышения надежности установки компримирования и разделения пирогаза, а именно модернизация концевых лабиринтных уплотнений с добавлением барьерного и буферного газов.

Данный проект реализуется в рамках программы по увеличению межремонтного периода до 4 лет, что в комплексе с другими улучшениями на производствах полиэтилена и полипропилена даст значительную экономию, выраженную в количестве продукции, произведенной за дополнительные 340 часов работы завода. Проект является рентабельным согласно рассчитанным показателям экономической эффективности со сроком окупаемости менее года.

6 Социальная ответственность

Введение

Данная работа посвящена модернизации торцевых лабиринтных уплотнений центробежного компрессора путем добавления в конструкцию подвода барьерного и буферного газа. Такое решение позволит увеличить надежность узла(увеличить межремонтный период), а также сократить утечки газа в рабочую зону.

Центробежный компрессор используется на установке компримирования и разделения пирогаза. Эксплуатацией и ежесменным обслуживанием данного оборудования занимается рабочий персонал, а именно машинисты компрессорных установок.

6.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Технологический процесс на большинстве крупных промышленных предприятий предполагает непрерывный характер его ведения. Поэтому на нефтехимических заводах работа эксплуатационного персонала организована по сменному графику.

Статья 103 Трудового кодекса Российской Федерации определяет особенности ведения работы по сменному графику.

Стоит отметить, что нефтехимические производства относятся к категории опасных производственных объектов. Из-за вредных условий труда и риска возникновения опасных условий на таких предприятиях устанавливается повышенная оплата. Статья 147 ТК РФ допускает повышенную оплату труда, а вот конкретная доплата зависит от специальной оценки условий труда, которая регулируется Федеральным законом от 28.12.2013 № 426-ФЗ "О специальной оценке условий труда".

Эксплуатацией компрессорной установки занимаются машинисты компрессорных установок. Конкретные должностные обязанности определяются, по большей части, условиями эксплуатации оборудования, на это может влиять и место расположения компрессорной установки в

технологической цепочке и характер работы оборудования (периодический или постоянный), а также разновидность самого компрессорного оборудования. В данной ситуации осуществляется непрерывная эксплуатация многосекционного центробежного компрессора. Порядок ведения технологического процесса для эксплуатационного персонала закреплен в должностной инструкции.

Несмотря на большое разнообразие условий эксплуатации компрессоров, существуют общепринятые операции, которые заключаются в ежесменном обходе и обслуживании оборудования. Ведение технологического процесса машинистом компрессорных установок на складах хранения сжиженных газов несколько отличается от ведения технологического процесса того же машиниста на установке компримирования и разделения пирогаза.

Предприятия, на которых осуществляется работа машинистов компрессорных установок, относятся к опасным производственным объектам. В частности, работа на нефтехимических предприятиях регламентируется следующими документами:

- приказ Ростехнадзора № 533 от 15.12.2020 "Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности "Общие правила взрывобезопасности для взрывопожароопасных химических, нефтехимических и нефтеперерабатывающих производств";
- приказ Ростехнадзора № 534 от 15.12.2020 "Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности "Правила безопасности в нефтяной и газовой промышленности";
- федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности "Правила безопасного ведения газоопасных, огневых и ремонтных работ", утвержденные приказом Ростехнадзора от 20 ноября 2017 года № 485;
- приказ Ростехнадзора от 29 марта 2016 года № 125 "Об утверждении Федеральных норм и правил в области промышленной безопасности "Правила безопасности нефтегазоперерабатывающих производств";
- Федеральный закон от 21.07.1997 № 116-ФЗ "О промышленной безопасности опасных производственных объектов".

6.2 Производственная безопасность

Производственная безопасность создана для предотвращения, недопущения или сокращения действия опасных и вредных производственных факторов.

Для идентификации опасных и вредных производственных факторов был разработан ГОСТ 12.0.003-2015 "Опасные и вредные производственные факторы".

6.2.1 Анализ опасных и вредных факторов, которые могут возникнуть при эксплуатации модернизации в составе компрессорного агрегата

Таблица 12 – Опасные и вредные факторы при эксплуатации модернизации

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этап работы	Нормативные документы
	Эксплуатация	
Повышенный уровень общей и локальной вибрации	+	ГОСТ 12.1.012-2004 ССБТ. Вибрационная безопасность. Общитребования СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания»
Повышенный уровень и другие неблагоприятные характеристики шума	+	СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания»
Опасные и вредные производственные факторы, связанные с электрическим током, вызываемым разностью потенциалов, под действие которого попадает работающий	+	ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов ГОСТ 12.1.019-2017 ССБТ. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты

Продолжение таблицы 12

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этап работы	Нормативные документы
	Эксплуатация	
Движущиеся твердые, жидкие или газообразные объекты, наносящие удар по телу работающего	+	Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасного ведения газоопасных, огневых и ремонтных работ»
Чрезмерное загрязнение воздушной среды в зоне дыхания	+	ГОСТ 12.4.021-75 ССБТ. Системы вентиляционные. Общие требования ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны

Повышенный уровень общей и локальной вибрации. Источником фактора является динамическое оборудование – многоступенчатый центробежный компрессор с паровой турбиной. В СанПиН 1.2.3685-21 «Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и (или) безвредности для человека факторов среды обитания» указаны следующие предельно допустимые значения и уровни технологической вибрации.

Таблица 13 – Значения общей технологической вибрации

Вид вибрации	Категория вибрации	Направление действия	Фильтр частотной коррекции	Эквивалентные скорректированные уровни виброускорения	
				м/с ²	дБ
Общая	Технологическая вибрация на стационарных рабочих местах	Z ₀	W _k	0,1	100
		X ₀ , Y ₀	W _d	0,071	97

Повышенный уровень и другие неблагоприятные характеристики шума.

Помимо повышенной вибрации турбокомпрессорное оборудование создает повышенный уровень шума в машинном зале. СанПиН 1.2.3685-21

«Гигиенические нормативы и требования к обеспечению безопасности и

(или) безвредности для человека факторов среды обитания» устанавливает следующие гигиенические нормативы по оценке уровня воздействия шума на работающих:

– Эквивалентный уровень звука (L_{pAeqT} , дБА), уровень, воздействующий на работающего за рабочую смену (измеренный или рассчитанный относительно 8 ч рабочей смены);

– Максимальные уровни звука А, измеренные с временными коррекциями S и I ($L_{pA\ max}$) – наибольшая величина уровня звука, измеренная на заданном интервале времени со стандартной временной коррекцией;

– Пиковый скорректированный по С уровень звука ($L_{pC\ peak}$), дБС – С взвешенное наибольшее значение за время измерений.

Нормативным эквивалентным уровнем звука (L_{pAeqT} , дБА), на рабочих местах, является 80 дБА. Максимальными уровнями звука А, измеренными с временными коррекциями S и I, являются 110 дБА и 125 дБА соответственно. Пиковым скорректированным по С уровнем звука ($L_{pC\ peak}$), дБС является 137 дБС.

Опасные и вредные производственные факторы, связанные с электрическим током, вызываемым разностью потенциалов, под действие которого попадает работающий. В машинном зале существует множество объектов питания электрическим током, которые могут представлять опасность для человека.

Согласно ГОСТ 12.1.019-2017 для обеспечения защиты от прямого прикосновения необходимо применять следующие технические способы и средства (основная защита):

- Основная изоляция;
- Защитные оболочки;
- Защитные ограждения (временные или стационарные);
- Защитные барьеры;
- Безопасное расположение токоведущих частей, размещение их вне зоны досягаемости частям тела, конечностями;

– И др.

Согласно ГОСТ 12.1.038-82 напряжения прикосновения и токи, протекающие через тело человека при нормальном (неаварийном) режиме электроустановки, не должны превышать значений, указанных ниже в таблице 14.

Таблица 14 – Допустимые значения напряжений и токов, проходящих через тело человека

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

Стоит отметить, что значения напряжения прикосновения и токи приведены при продолжительности воздействия не более 10 мин в сутки и установлены исходя из реакции ощущения.

Также табличные значения напряжения и токи для лиц, выполняющих работу в условиях высоких температур (выше 25 градусов Цельсия) и влажности (относительная влажность более 75 %), должны быть уменьшены втри раза.

Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов при аварийном режиме бытовых электроустановок напряжением до 1000 В и частотой 50 Гц не должны превышать значений, указанных в таблице ниже.

Таблица 15 – Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов

Продолжительность действия t, с	Предельно допустимое значение напряжения прикосновения U, В
До 0,1	500
0,2	400
0,5	200
0,7	130
1,0	100
Св. 1,0 до 5,0	65

Движущиеся твердые, жидкие или газообразные объекты, наносящие удар телу работающего. Так как компрессорный агрегат предназначен для перемещения и повышения давления газа до давления примерно в 3,5 МПа, то существуют определенные риски, связанные с работами в машинном зале. Поэтому любые газоопасные работы должны проводиться в строгом соответствии

с Федеральными нормами и правилами в области промышленной безопасности «Правила безопасного ведения газоопасных, огневых и ремонтных работ».

Для подготовки объекта к проведению газоопасных работ должны быть приняты меры по уменьшению степени опасности газоопасной работы посредством снятия давления с оборудования, работающего под избыточным давлением, удаления опасных веществ, исключения их поступления из смежных технологических систем, исключения возможных источников искрообразования.

Чрезмерное загрязнение воздушной среды в зоне дыхания. Применяемые в турбокомпрессорном агрегате концевые лабиринтные уплотнения полностью исключить утечки технологических газов не могут, поэтому в рабочую зону так или иначе происходит выброс газов.

Содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны не должно превышать предельно допустимых концентраций (ПДК), используемых при проектировании производственных зданий, технологических процессов, оборудования, вентиляции, для контроля за качеством производственной среды и профилактики неблагоприятного воздействия на здоровье работающих.

Содержание вредных веществ в воздухе рабочей зоны подлежит систематическому контролю для предупреждения возможности превышения предельно допустимых концентраций – максимально разовых рабочей зоны (ПДК_{мр.рз}) и среднесменных рабочей зоны (ПДК_{сс.рз}).

Для каждого производственного участка должны быть определены вещества, которые могут выделяться в воздух рабочей зоны. При наличии в воздухе нескольких вредных веществ контроль воздушной среды допускается проводить по наиболее опасным и характерным веществам, устанавливаемым органами государственного санитарного надзора.

В данном случае наибольшую опасность представляют этилен и пропилен. Согласно приложению 2 Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны ГОСТ 12.1.005-88 величина ПДК для этилена и пропилена составляет 100 мг/м³. Этилен и пропилен относятся к 4

классу опасности. Для поддержания чистоты воздуха рабочей зоны в машинном зале организована приточно-вытяжная вентиляция.

6.2.2 Расчет требуемого воздухообмена в машинном зале

Требуемый воздухообмен определяется по формуле:

$$L = \frac{1000G}{X_B - X_H} \quad (12)$$

где $L, \text{м}^3/\text{ч}$ – требуемый воздухообмен;

$G, \text{г}/\text{ч}$ – количество вредных веществ, выделяющихся в воздух помещения;

$x_B, \text{м}^3/\text{ч}$ – предельно допустимая концентрация вредности в воздухе рабочей зоны помещения, согласно ГОСТ 12.1.005-88;

$x_H, \text{мг}/\text{м}^3$ – максимально возможная концентрация той же вредности в воздухе населенных мест по СанПиН 1.2.3685-21.

Герметичность оборудования со временем уменьшается. Истечение газа через неплотности можно рассматривать как истечение через небольшие отверстия. Количество вредных веществ можно определить по следующей формуле:

$$G = kcv \sqrt{\frac{M}{T}} \quad (13)$$

где k – коэффициент, учитывающий повышение утечки от износа оборудования ($k = 1 - 2$); c – коэффициент, учитывающий влияние давления газа в аппарате; v – внутренний объем аппарата и трубопроводов, находящихся под давлением, м^3 ; M – молекулярный вес газов, находящихся в оборудовании; T – абсолютная температура газов в оборудовании, К.

Таблица 16 – Значения коэффициента, учитывающего влияние давления газа в оборудовании

Давление $p, \text{атм}$	до 2	2	7	17	41	161
c	0,121	0,166	0,182	0,189	0,25	0,29

В данном случае система заполнена пирогазом (многокомпонентный газ, основные компоненты: этилен, метан, пропилен и др.). Внутренний объем

оборудования $v_0 = 17 \text{ м}^3$, внутренний объем трубопроводов $v_{\text{тр}} = 15 \text{ м}^3$. Рабочее давление в оборудовании $p_0 = 3,6 \text{ МПа}$, давление в трубопроводах $p_{\text{тр}} = 1 \text{ МПа}$. Абсолютная температура газа в оборудовании в среднем $T_0 = 371,15 \text{ К}$, в трубопроводах температура газа равна ориентировочно $T_{\text{тр}} = 341,15 \text{ К}$.

Определим величины утечек пирогаза из оборудования и трубопроводов. Принимаем $k = 1,5$, $c_0 = 0,236$, $c_{\text{тр}} = 0,184$, молярная масса пирогаза $M = 26 \text{ г/моль}$. Тогда утечка газа из оборудования составит:

$$G_0 = kc_0v_0 \sqrt{\frac{M}{T_0}} = 1,5 \cdot 0,236 \cdot 17 \cdot \sqrt{\frac{26}{371,15}} = 1590 \frac{\text{г}}{\text{ч}}$$

Утечка газа из трубопроводов составит:

$$G_{\text{тр}} = kc_{\text{тр}}v_{\text{тр}} \sqrt{\frac{M}{T_{\text{тр}}}} = 1,5 \cdot 0,184 \cdot 17 \cdot \sqrt{\frac{26}{341,15}} = 1140 \frac{\text{г}}{\text{ч}}$$

Суммарные утечки газа из оборудования и трубопроводов составят:

$$G = G_0 + G_{\text{тр}} = 1590 + 1140 = 2730 \frac{\text{г}}{\text{ч}}. \quad (14)$$

Согласно таблице 1 ГОСТ 12.1.005-88 ПДК этилена в воздухе рабочей зоны составляет $x_B = 100$, мг/м³, а согласно СанПиН 1.2.3685-21 ПДК этилена в воздухе населенных мест не должна превышать $x_H = 3$, мг/м³. Тогда потребный воздухообмен составит:

$$L = \frac{1000G}{x_B - x_H} = \frac{1000 \cdot 2730}{100 - 3} = 28144 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Рассчитаем кратность воздухообмена в помещении с габаритами $65 \times 20 \times 12$ метров (Д \times Ш \times В):

$$n = \frac{L}{V} = \frac{28144}{15600} = 1,8 \text{ раза в час} \quad (15)$$

Это означает, что при данных габаритах помещения потребуется полное обновление воздуха рабочей зоны почти два раза в час.

6.3 Пожарная безопасность

6.3.1 Категории помещений по взрывопожарной и пожарной

опасности

Согласно таблице 1 СП 12.13130.2009 «Определение категорий помещений, зданий и наружных установок по взрывопожарной и пожарной опасности», существуют следующие категории помещений:

- А – повышенная взрывопожароопасность;
- Б – взрывопожароопасность;
- В1-В4 – пожароопасность;
- Г – умеренная пожароопасность; Д – пониженная пожароопасность.

Машинный зал относится к помещениям категории А, так как в нем находится компрессор, который работает с большими объемами горючего газа, утечка которого может привести к образованию взрывоопасной парогазовоздушной смеси.

6.3.2 Мероприятия по обеспечению пожарной безопасности

Обеспечение пожарной безопасности на промышленном объекте согласно ГОСТ 12.1.004-91 достигается применением:

- системы по предотвращению пожара;
- системы по противопожарной защите;
- организационно-технических мероприятий по обеспечению пожарной безопасности.

6.3.2.1 Системы по предотвращению пожара

В машинном зале применяются следующие способы предотвращения пожара:

- установлены датчики ДВК и организована приточно-вытяжная вентиляция, также имеется аварийная вентиляция, которая срабатывает при активации датчиков ДВК;
- компрессорный агрегат оснащен системой противоаварийной защиты и необходимым количеством блокировок для обеспечения нормального режима работы;
- компрессорный агрегат находится в отдельном здании – в машинном зале;

– оперативное отсечение аварийного участка достигается применением запорной арматуры с электроприводом.

6.3.2.2 Системы противопожарной защиты

Противопожарная защита достигается:

- применением средств пожаротушения и соответствующих видов пожарной техники;
- применением автоматических установок пожарной сигнализации и пожаротушения;
- организацией с помощью технических средств, включая автоматические, своевременного оповещения и эвакуации людей;
- устройством аварийного отключения и переключения установок и коммуникаций;
- обеспечением возможности беспрепятственного движения людей по эвакуационным путям.

6.3.2.3 Организационно-технические мероприятия по обеспечению пожарной безопасности

Организационно-технические мероприятия должны включать:

- разработку мероприятий по действиям администрации, рабочих, служащих и населения на случай возникновения пожара и организацию эвакуации людей (в рабочей инструкции);
- изготовление и применение средств наглядной агитации по обеспечению пожарной безопасности;
- организацию обучения работающих правилам пожарной безопасности на производстве, а населения – в порядке, установленном правилами пожарной безопасности соответствующих объектов пребывания людей;
- разработку и реализацию норм и правил пожарной безопасности, инструкций о порядке обращения с пожароопасными веществами и материалами, о соблюдении противопожарного режима и действиях людей при возникновении пожара (в рабочей инструкции);
- паспортизацию веществ, материалов, изделий, технологических

процессов, зданий и сооружений объектов в части обеспечения пожарной безопасности.

6.3.3 Основные средства пожаротушения, применяемые на установке

Установка компримирования и разделения пирогаза оснащена автоматической установкой пенотушения, которая состоит из:

- сети трубопроводов с установленными на них оросителями;
- системы обнаружения пожара;
- узла управления установкой пожаротушения;
- насосной станции установки автоматического пенотушения;
- источника водоснабжения из 4-х резервуаров объемом 100 м³;
- технические средства для сигнализации и управления установкой пожаротушения.

Система обнаружения пожара включает в себя чувствительные элементы на повышение температуры - легкоплавкие замки сплинкеров ОПСРи тросовые замки 2-3Т на компрессии.

Узлы управления системой автоматического пожаротушения расположены на эстакадах в местах подключения полустационарных установок пожаротушения к сети трубопроводов.

Полустационарная установка пожаротушения включает в себя сеть трубопроводов с установленными на них стояками и соединительной головкой. Стояки-краны укомплектованы генераторами пены ГПС-600 с рукавами длиной 20 м.

Для управления полустационарной установкой предусмотрены кнопочные пускатели, установленные у стояков и в операторной. Местный пуск насосов производится со щита управления, расположенного в насосной станции.

Сигнализация о срабатывании системы автоматического пожаротушения и состоянии готовности основных средств пожарной защиты выведена на центральный пульт управления (ЦПУ).

Помимо автоматической системы пенотушения на установке

расположены пожарные гидранты, в машинном зале есть ящики с песком и огнетушители порошковые ОП-10.

6.3.4 Наиболее вероятные причины возникновения взрывов и пожаров на установке

Технологический процесс на установке компримирования и разделения пирогаза связан с переработкой больших количеств легковоспламеняющихся газов и других веществ, способных при взаимодействии с кислородом воздуха взрываться и гореть, поэтому производство относится к взрывопожароопасным.

Ситуации взрывов и пожаров могут возникнуть:

- при разгерметизации трубопроводов топливного газа, водорода, метана, этана, пропана, пропилена и других фракций;
- при неисправной работе электрооборудования;
- при повышенном трении и вибрации движущихся частей механизмов.

6.4 Экологическая безопасность

Атмосфера. Разработанное решение по модернизации уплотнительного узла центробежного компрессора направлено на, прежде всего, повышение надежности данного узла. Лабиринтное концевое уплотнение предназначено для минимизации утечек рабочего газа в рабочую зону. Однако при стечении некоторых обстоятельств утечка метана или азота в машинный зал не исключена, поэтому требуется обеспечить машинный зал приточной и вытяжной вентиляцией, аварийной вентиляцией и датчиками сигнализаторами до взрывоопасной концентрации (ДВК). Также для такого помещения будет особое требование к устройствам, применяемым в таком помещении - все устройства должны быть взрывозащищенного исполнения. Так как образование искры может привести к взрыву и последующей разгерметизации оборудования.

Лабиринтные уплотнения направлены на сокращение утечек рабочего газа в атмосферу, но полностью их не исключают, поэтому минимальные выбросы азота в атмосферу все же присутствуют. Основным возможным загрязнителем помещения машинного зала является пиролизный газ, который имеет многокомпонентный состав, но большую часть которого составляют такие

вещества как этилен (около 30 %), метан (около 16 %), пропилен (около 14 %), этан (около 7 %), бензол (около 7 %) и др.

Литосфера. Воздействие турбокомпрессорного агрегата на литосферу минимально.

Возможную угрозу может представлять лишь компрессорное масло, розлив которого на почву может негативно повлиять на почву, но масло, как правило, хранится в специально оборудованном помещении.

Для нормальной работы компрессорного агрегата необходима система смазки, которая состоит из агрегата смазки, аварийного бака, напорных и сливных трубопроводов. Рабочим веществом в таких системах является масло. Компрессорное масло требует периодической замены, так как с течением времени оно вырабатывает свои свойства. Для периодического замены масла на предприятии предусмотрены места хранения, неиспользованного и отработанного масел. К таким помещениям предусматриваются особые требования, которые отражены в своде правил СП 155.13130.2014 "Склады нефти и нефтепродуктов".

Гидросфера. Для обеспечения нормальной работы оборудования на производстве используется техническая вода. В основном вода применяется в теплообменном оборудовании.

Для соблюдения требований нормативных актов, регулирующих отношения в области охраны водных ресурсов, на производстве используются отдельные системы сбора хим. загрязненной и хозяйственно-бытовой воды.

6.5 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

При испытаниях и эксплуатации лабиринтного уплотнения в составе центробежного компрессора наиболее уместны чрезвычайные ситуации техногенного характера происхождения. Это объясняется тем, что зачастую компрессорный агрегат представляет собой сложную систему, включающую довольно много элементов. Чем сложнее система, тем вероятнее выход ее из строя.

В ходе анализа возможных рисков, связанных с работой конкретно

системы лабиринтных уплотнений с применением буферного и затворного газов, был выявлен наиболее значимый и вероятный. Риск связан с прекращением подачи азота (затворного газа) в камеры подачи уплотнения. Это грозит попаданием метана (буферного газа) в машинный зал, что может привести к образованию взрывоопасной смеси в помещении. Также нежелательным событием будет попадание метана в коллектор азота. Для снижения вероятности возникновения такого события были предложены следующие меры:

- установка расходомера на линии подачи азота после
- регулирующего клапана;
- установка датчика давления в коллекторе подачи азота с
- сигнализацией по минимально допустимому значению;
- установка газоанализатора в машинном зале над компрессором с сигнализацией на превышение допустимой концентрации паров метана;
- обеспечение требуемого воздухообмена для приточно-вытяжной и аварийной вентиляций;
- обеспечение линии подачи азота обратным клапаном.

Заключение

Рассмотренные в разделе правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности разработанного решения и отрасли его применения позволяют обратить внимание на такие важные аспекты разработки, как охрана труда, промышленная безопасность и экология.

Анализ опасных и вредных факторов дает представление об особенностях технологической среды, в которой эксплуатируется разработанное решение. Анализ возможных чрезвычайных ситуаций помогает глубже оценить предложенное решение.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При выполнении выпускной квалификационной работы была достигнута поставленная цель и выполнены намеченные задачи. Рассмотрена модернизация системы концевых лабиринтных уплотнений цилиндра среднего давления центробежного компрессора.

Произведен расчет параметров рабочего газа. Проведено моделирование течения газов в модернизированной системе концевых ЛУ ЦСД трехкорпусного центробежного компрессора. Расчет осуществлялся для лабиринтных уплотнений с радиальными зазорами в 0,35 и 0,5 мм. Определены объемные расходы газов, поступающих в модернизированную систему ЛУ ЦСД и истекающих из нее.

В результате моделирования процесса течения газов в модернизированной системе концевых лабиринтных уплотнений цилиндра среднего давления трехкорпусного многоступенчатого компрессора выяснилось, что радиальный зазор 0,35 мм позволит уменьшить попадание азота в машинный зал на 40% относительно радиального зазора в 0,5 мм.

Предложенная модернизация позволит избавиться от образования отложений в участках ЛУ. Модернизация узла уплотнений компрессора в комплексе с другими работами на всем производстве позволит увеличить межремонтный период с двух до четырех лет, тем самым сокращая затраты на проведение капитального ремонта и повышая количество продукции. Экономический эффект от проведения модернизации оценивается в 340 часов и 5653,61 тысяч рублей за 5 лет.

Использование модернизированной системы уплотнений в центробежном компрессоре обеспечивает утечку азота в машинный зал не более $13 \text{ м}^3 / \text{ч}$ при радиальном зазоре 0,35 мм. Надлежащий уровень воздухообмена обеспечит система приточно-вытяжной вентиляции, что исключит опасные концентрации газа в зоне эксплуатации компрессора.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Хисамеев И.Г., Максимов В.А., Баткис Г.С., Гузельбаев Я.З. Проектирование и эксплуатация промышленных центробежных компрессоров. – Казань: Изд-во «ФЭН», 2010. – 671 с.
- 2 РТМ 108.020.33-86 Уплотнения лабиринтные стационарных паровых и газовых турбин и компрессоров. Проектирование и расчет. – М.: НПО ЦКТИ, 1988. – 70 с.
- 3 Васильцов Э.А. Бесконтактные уплотнения. – Л.: Машиностроение, 1974. – 160 с.
- 4 Макаров А.А., Зайцев Н.Н. Инженерные и теоретические задачи применения лабиринтных уплотнений в высокоскоростных роторных машинах // Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. – 2015. - № 42. – С.61-81.
- 5 Беллауар А., Исследование протечек газа в лабиринтном уплотнении газоперекачивающих агрегатов // Научный вестник ИФНТУНГ. – 2010. № 2. – С 107-110.
- 6 Кондаков Л.А., Голубев А.И., Овандер В.Б., и др. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник. – М.: Машиностроение, 1986. – 464 с.
- 7 ГОСТ 12.0.003-2015 Система стандартов безопасности труда. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. – М.: Стандартинформ, 2019.
- 8 ГОСТ 12.1.012-2004 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Вибрационная безопасность. Общие требования. – М.: Стандартинформ, 2010.
- 9 ГОСТ 12.1.019-2017 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты (с Поправкой). – М.: Стандартинформ, 2019.
- 10 ГОСТ 12.4.021-75 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Системы вентиляционные. Общие требования (с Изменением N 1)). – М.: ИПК Издательство стандартов, 2001.106

11 ГОСТ 12.1.005-88 Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны (с Изменением N 1). – М.: Стандартиформ, 2008.

12 ГОСТ 12.1.038-82 ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов. – М.: ИПК Издательство стандартов, 2001.

13 СП 155.13130.2014 Склады нефти и нефтепродуктов. Требования пожарной безопасности (с Изменением N 1). – М.: МЧС России, 2014.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Исходные данные по составу газа:

Таблица А.1 – Состав газа

Компонент	Молярная масса, г/моль	Молярная доля, %
Водород	2	1,21
Сернистый водород	34,082	0,1
Окись углерода	28,01	0,25
Двуокись углерода	44,01	0,11
Метан	16,32	16,32
Ацетилен	26,038	0,48
Этилен	28,05	30,42
Этан	30,07	7,26
Пропадиен-1,2	40,031	0,58
Пропилен	42,081	14,62
Пропан	44,1	0,48
Бутадиен-1,3	54,09	4,15
Бутен-1	56,11	4,63
Бутан	58,12	0,48
Пентан	72,15	4,39
Гексан	86,178	1,05
Бензол	78,11	6,84
Гептан	100,21	0,59
Метилбензол	92,14	3,78
Октан	114,229	0,21
1,3-диметилбензол	106	1,02

Продолжение таблицы А.1

Компонент	Молярная масса, г/моль	Молярная доля, %
Этилбензол	106,167	0,28
1,2-диметилбензол	106	0,4
Пропилбензол	120,2	0,23

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

End seals used in centrifugal compressors

Студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ16	Онофраш Андрей Вячеславович		

Руководитель ВКР:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Никульчиков Андрей Викторович	к.ф.-м.н		

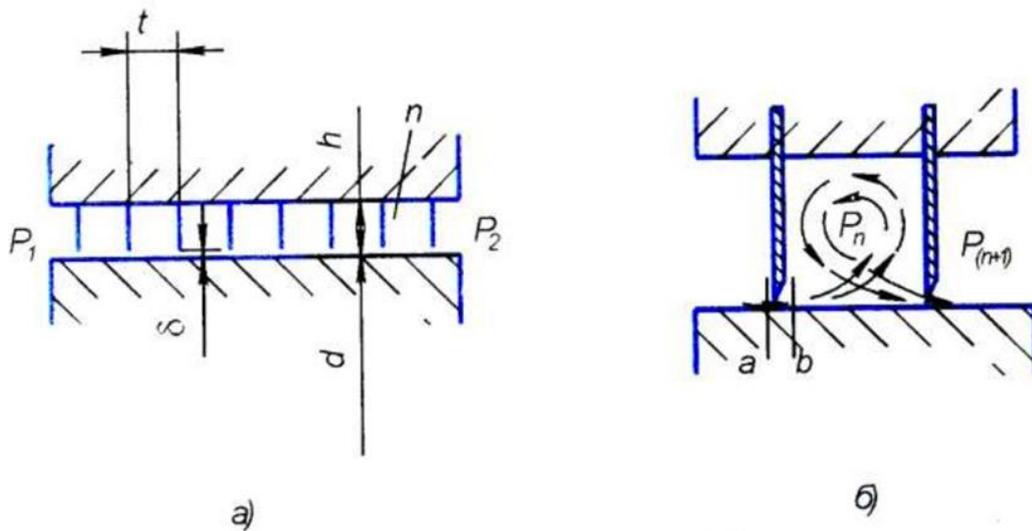
Консультант – лингвист отделения (НОЦ) школы: ШБИП, ОИЯ

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Швагрукова Екатерина Васильевна	к.ф.н.		

1 Labyrinth seals as a part of a centrifugal compressor

1.1 The operational principle of labyrinth seals

Labyrinth type seals operate on a non-contact principle, which eliminates the contact of parts in the seal. To understand the principle of operation and design features of labyrinth seals, let's turn to the schematic diagram. A diagram of the operational principle of labyrinth seals is shown in Figure 4.



a) – a general view of a the labyrinth seal in the section; b) – details of a the gas turbulence in the seal

Figure 1 – Diagram of the principle of operation of labyrinth type seals

The general view of labyrinth seals (Figure 4, a) shows a section of seals separating two areas. The pressure of the region P_1 is higher than the pressure of the same substance in the region P_2 . This leads to a flow of gas from the P_1 region to the P_2 region to equalize the pressures. When passing through a section of labyrinth seals, encountering obstacles, the kinetic energy of the gas decreases, which ultimately leads to the achievement of the region P_2 of only a small part of the gas, initially, having a higher pressure.

The operational principle of labyrinth-type seals lies in the phenomenon of throttling. The pressure difference, and, accordingly, the potential energy of the medium in various areas of the compressor, leads to the appearance of kinetic energy, which turns into thermal energy, due to the friction force arising between the gas and the sealing surfaces.

The place of narrowing of the labyrinth seal was called the throttle. The labyrinth type seal consists of a sequential arrangement of throttles. The change in the pressure of the gas flowing through the throttle is shown in Figure 5.

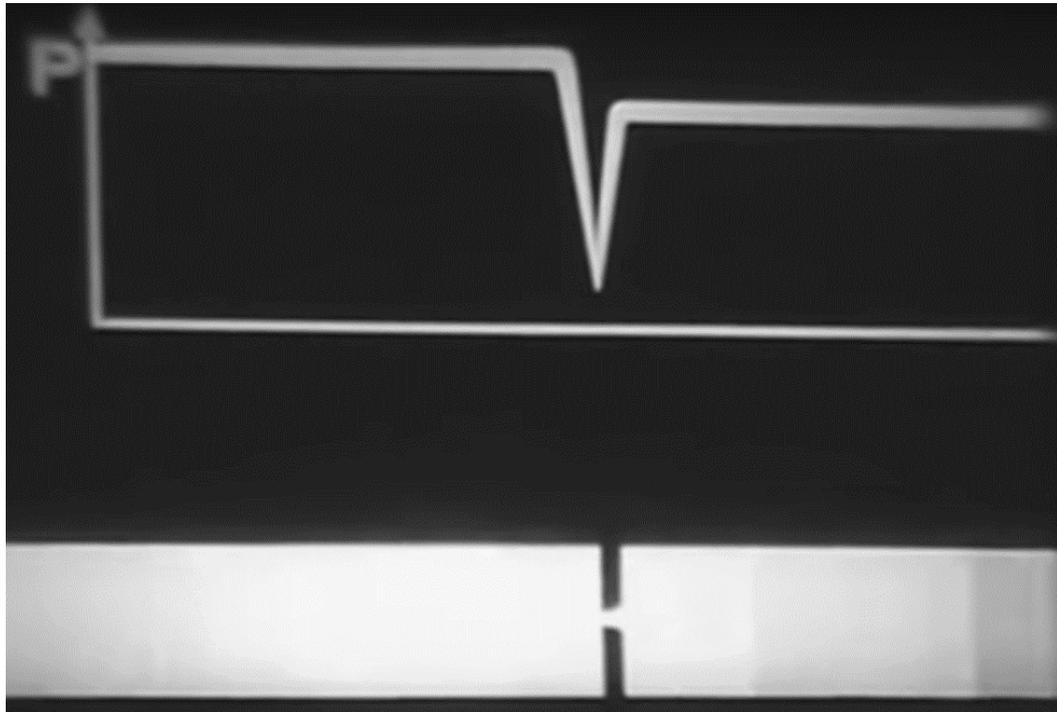


Figure 1.1 – Pressure readings when passing through the throttle

The passage of several chokes reduces the kinetic energy of the gas, which ultimately reduces the flow of gas between the regions.

1.2 Features of labyrinth seals operation

In centrifugal compressors, labyrinth seals act both as end seals and as interstage seals. With the final purpose of labyrinth seals, their task is to minimize leakage of the working medium from the compressor. When using labyrinth seals as interstage seals, they serve to reduce the flow of gases in the shovel. The intermediate stage of the centrifugal compressor is shown in Figure 6, the labyrinth seals are indicated in red.

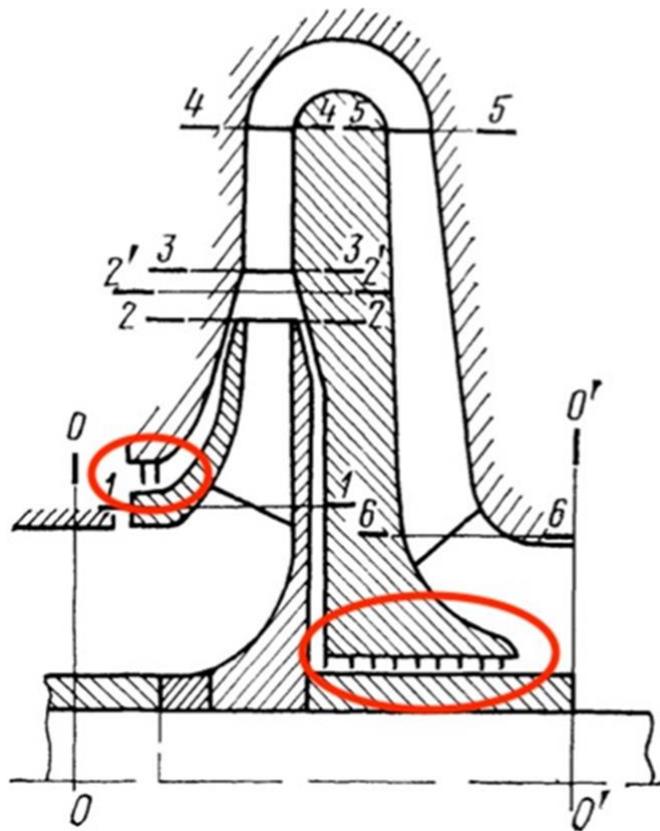


Figure 1.2 – Intermediate stage of a centrifugal compressor

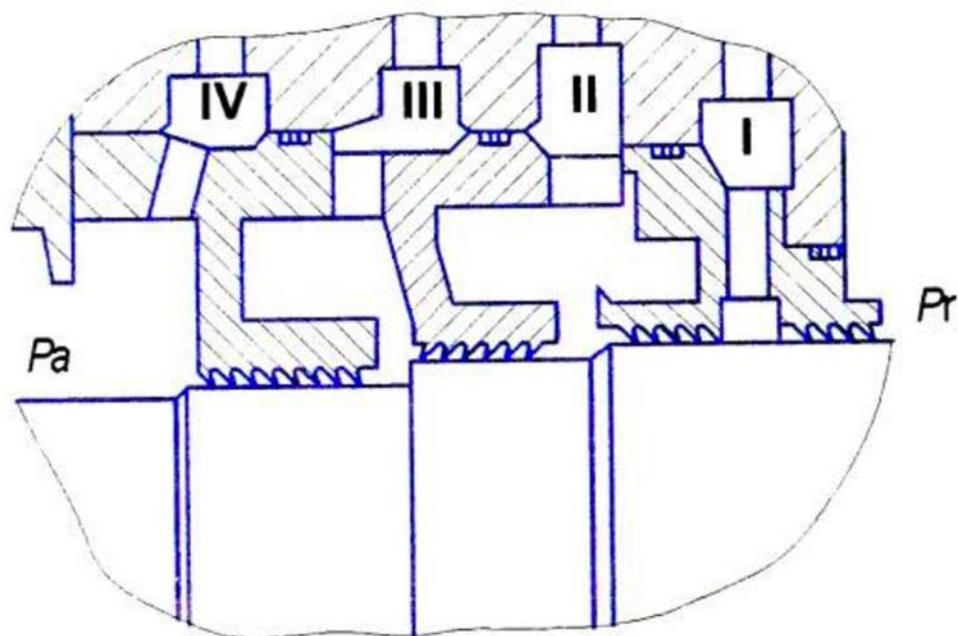
One of the features of the use of labyrinth seals in the end design is the ease of maintenance. The disadvantage of such a system is the impressive loss of working gas, the value of which can reach 10% of the total pumped volume.

As a result, the classic design of labyrinth seals is appropriate to use only with neutral, non-hazardous working environments. In the case of work with toxic and explosive gases, a barrier gas is introduced into the system, the task of which is to prevent the release of aggressive and dangerous gases from the working areas of the compressor. In modern conditions, the role of a barrier gas is usually performed by air or nitrogen, previously, the superheated steam was often used for these purposes, especially, while working with steam-driven turbomachines.

1.3 Labyrinth sealing systems with barrier gas supply

The supply of a barrier gas to the labyrinth seal is used at work with toxic and explosive gases. The barrier gas is supplied to the system, thereby, locking the working gas, preventing its leakage outside the working environment.

The scheme of the labyrinth type sealing system with the use of the barrier gas is shown in Figure 7



I – a leakage area; II – a discharge area of a mixture of barrier and working gases; III – a supply area of the barrier gas; IV – a discharge area of the barrier gas

Figure 1.3 – Diagram of labyrinth seal with a barrier gas supply

The barrier gas is supplied through area III, then the gas enters the working areas II and IV. For locking, the pressure of the barrier gas exceeds the pressure of the working gas. Through area II, a mixture of working and barrier gases is discharged from the compressor housing, excess barrier gas is discharged through area IV. The leakage working area I for pressure equalization is connected to the first suction stage of the compressor. This makes it possible to implement a single system for supplying barrier gas to all seals of a centrifugal compressor.

2 Labyrinth Seal Rotordynamic Characteristics

The first function of annular gas seals is the restriction of leakage flow rate between a rotating shaft and a stationary housing. Meanwhile, extensive experimental investigations and field troubleshooting experiences have confirmed that annular gas seals can also have a significant impact on the rotordynamic characteristics of rotating machines and particularly multistage centrifugal compressor applications. Although the labyrinth seal has been confirmed to be a major source of destabilizing forces resulting in rotor instability problems, it still is a common type of annular gas seal widely used in compressors and turbines as balance drum, interstage, center, shaft end, and impeller eye seals. In most cases, labyrinth seals are located toward the center of the rotor and have larger vibration amplitude in comparison to bearing locations. The magnitudes of seal fluid-induced forces are proportional to the vibration amplitude of the rotor on which the seal acts, and the vibration amplitudes at the rotor midspan are at least two to four times as large as the bearing location. Hence, the labyrinth seal has a similar impact with bearings or bearing dampers on the rotor stability and rotor-system natural frequency. From a rotordynamics point of view, accurate force coefficients of labyrinth seals are essential and critical to predict correctly the critical speeds and dynamic stability of rotor systems. The leakage flow rates and rotordynamic force coefficients of labyrinth seals are functions of the fluid properties, operational conditions, and geometrical parameters. The work presented here focuses on the effect of seal geometrical parameters on the leakage and rotordynamic characteristics of the labyrinth seal.

In the past, extensive experimental and numerical investigations have been conducted on the leakage characteristics of labyrinth seals over a wide range of geometric design parameters such as tooth profile, tooth angle, tooth number, tooth thickness, sealing clearance, and cavity depth. Meyer and Lowrie and Mehta and Childs experimentally studied the leakage characteristics of straight-tooth and slanted-tooth see-through labyrinth seals. Results show that the slanted-tooth labyrinth seal leaks approximately 10% less than the straight-tooth labyrinth seal. Stocker et al. measured the leakage flow rates of a four-tooth straight-through labyrinth seal with

honeycomb, abradable, or solid stator walls and a stepped labyrinth seal with variations of sealing clearance, cavity length, cavity depth, tooth number, and step height. Gamal and Vance experimentally studied the influences of tooth number, tooth-tip profile, tooth thickness, and eccentricity on the leakage flow rates through see-through labyrinth seals. Results show that doubling tooth thickness reduces the leakage by up to 20%, and a flat-tipped tooth is more effective in limiting leakage than a bevel-tipped tooth. Panicker and Yamsani numerically investigated the effects of aspect ratios (the ratio of cavity length to cavity height) and cavity shapes on the leakage flow rates of labyrinth seals. Based on numerous experimental and numerical results, Allock et al. and Braun et al. presented an optimizing tool for labyrinth seals to get optimized seal geometries and improve seal leakage performance.

Compared to the leakage characteristics of the labyrinth seal, geometrical parameter influences on its rotordynamic characteristics have not yet been investigated in detail. Currently, there are three main research methods employed to determine the rotordynamic coefficients of labyrinth seals, including the experimental measurement method, bulk-flow method, and computational fluid dynamics (CFD) method. Although several improvements on the bulk-flow method have been suggested in the past, it is still difficult to accurately capture the rotordynamic characteristics of labyrinth seals with arbitrary seal geometries and operating conditions. Compared to the bulk-flow method, the CFD method uses much fewer assumptions in the description of the seal flow physics, and so the computational costs are much higher, whereas its prediction capability and accuracy are improved. Based on the bulk-flow method and CFD method, extensive investigations on the effect of operational conditions (such as pressure ratio, rotational speed, and preswirl) on the rotordynamic characteristics of the labyrinth seal were carried out in the past; however, few results of the seal geometry effect are available. The past research on the effect of geometrical parameters on the rotordynamic characteristics of the labyrinth seal was mainly conducted by the experimental measurement method.

Childs and Scharrer and Vance et al. performed extensive experiments to measure the rotordynamic coefficients of both tooth-on-stator and tooth-on-rotor

labyrinth seals. Experimental results show that tooth-on-rotor labyrinth seals possess smaller damping and are modestly less stable than tooth-on-stator labyrinth seals. Childs et al. experimentally compared the rotordynamic coefficients of an interlocking labyrinth seal and a tooth-on-stator labyrinth seal and found that the interlocking labyrinth seal has comparable crosscoupling stiffness but significantly lower direct damping compared to the tooth-on-stator labyrinth seal. Picardo and Childs presented measurement results of rotordynamic coefficients for a tooth-onstator labyrinth seal with two clearances of 0.1 and 0.2 mm. The results show that the effective damping of the labyrinth seal is almost completely lacking of sensitivity to changes in sealing clearance. Mehta and Childs measured and compared the rotordynamic characteristics for a slanted-tooth and a straight-tooth labyrinth seal at different operational conditions. Results show only a minute difference in the rotordynamic coefficients between two labyrinth seals.

Childs et al. experimentally investigated the effect of different swirl brakes (no swirl brake, straight swirl brake, and negative-swirl brake) on the rotordynamic characteristics of the labyrinth seal. The results show the negative-swirl brake has the most remarkable effect, changing the sign of cross-coupling stiffness to stabilizing and resulting in a marked increase in effective damping.

The preceding results of rotordynamic coefficients for the labyrinth seal are all assumed to be frequency-independent. Moreover, the past experiment results have not yet been explained in terms of CFD, and few conclusions were drawn for the influence factors of tooth number and cavity depth. The latest experiment measurements carried out by Ertas et al. and Vannini et al. both showed that the labyrinth seal possesses strongly frequency-dependent force coefficients. In addition, Vannini et al. numerically investigated the effect of frequency dependence of labyrinth seal rotordynamic coefficients on centrifugal compressor stability and pointed out that stability analysis performed with the original model without taking into account frequency-dependent coefficients are conservative. Based on the past literature, the experimental data and numerical results of the frequency-dependent rotordynamic

characteristics are not available for the labyrinth seal at different operational conditions and geometric parameters.

3 Modernization of the system of end labyrinth seals of the medium-pressure cylinder of a multistage centrifugal compressor

3.1 Compressor package

3.1.1 The place of the compressor unit in the technological chain

The compressor under study is part of the compression and separation unit of the working mixture (pyrogas). The installation performs a gradual stepwise compression of pyrogas for further extraction of ethylene, propylene from it and purification from methane and hydrogen.

3.1.2 Description of the compressor package

The compressor is made of three-body, five-section. The compressed gas between the sections is cooled in intermediate air-type gas coolers. The compressor is driven by a single-body steam turbine with a nominal capacity of 28.1 MW and a rotational speed of $n = 5000-5885$ rpm. The compressor is driven directly by the turbine

The turbine movement is carried out due to the intake of steam obtained by cooling the working gas in quenching and evaporating apparatus (ZIA). The nominal pressure of steam entering the turbine is 110 kgf/cm^2 , the temperature is $540 \text{ }^\circ\text{C}$.

The turbine drive shaft drives the compressor rotor by a gear coupling and a torsion bar. The compressor has a shaft-turning device that engages with a gear ring in the event of a stop.

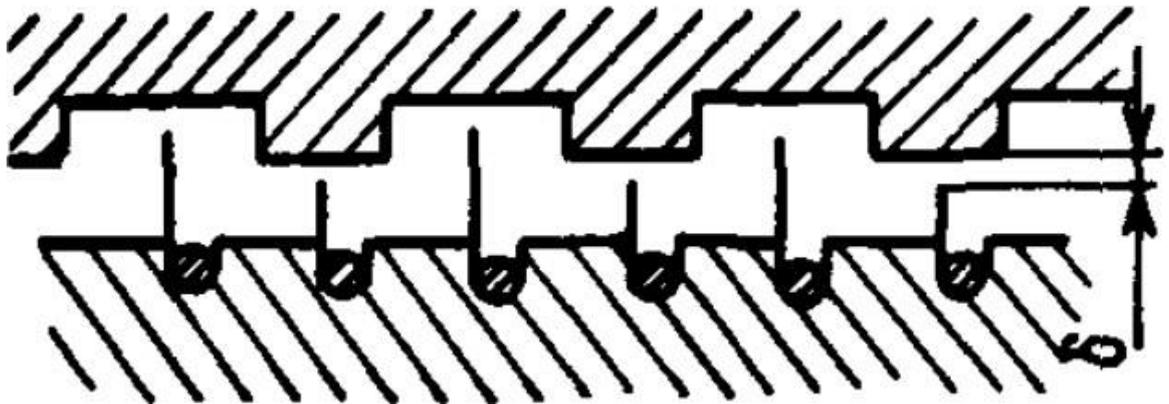
Five sections of the flow part are located in three turbocharger housings. The plane of the housing connector is implemented horizontally.

Characteristics of the turbocharger:

- mass consumption of pyrogas at suction – 131925 kg/h ;
- the pressure of pyrogas at the entrance to the first stage of the CND is 1.25 kgf/cm^2 ;
- pyrogas pressure at the compressor outlet – 41.2 kgf/cm^2 ;
- the temperature of the pyrogas at the entrance to the first stage of the central heating system is $40 \text{ }^\circ\text{C}$;
- the temperature of the pyrogas at the outlet of the compressor is $117 \text{ }^\circ\text{C}$.

3.2 Standard system of end labyrinth seals

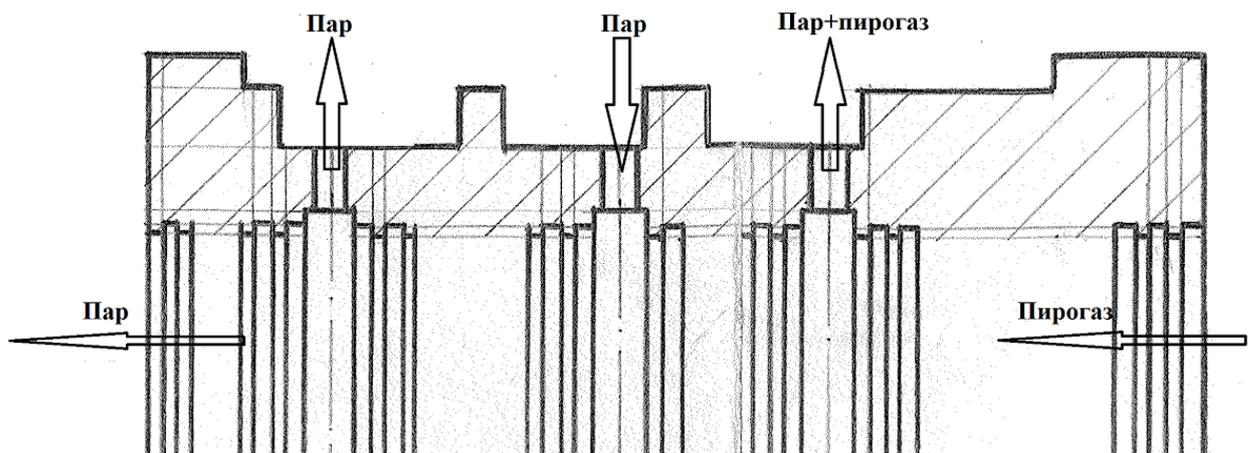
The end labyrinth seals are divided into 8 rows (4 rows at each end of the shaft), each row is united by a common cage. The standard seal refers to stepped labyrinth seals with protrusions and alternating short and long ridges. The seal is formed by combs minted on the rotor and steps chiseled in the stator cage. Figure 1.5 shows a schematic diagram of a stepped seal with protrusions and alternating short and long ridges.



The upper part is the stator seal holder; the lower part is the rotor shaft

Figure 1.4 – Diagram of a stepped seal with protrusions and alternating short and long ridges

The flow diagram of steam and pyrogas in the cage is shown in Figure 1.6.

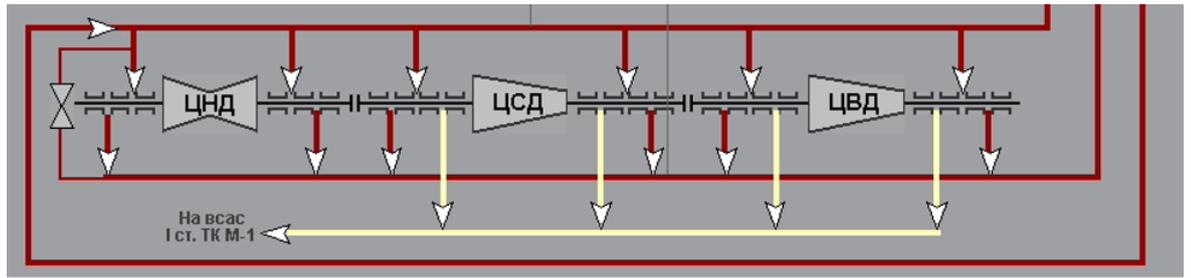


The arrows indicate the direction of flow

Figure 1.5 – Profile of the labyrinth seal stator cage

The existing system of labyrinth end seals is locked by water vapor supplied from a steam turbine, which mixing with pyrogas entering the end seals from the flow part of the compressor, forms solid deposits that violate the operability of the end seals.

Figure 1.7 shows a diagram with steam supply to the end labyrinth seals of the compressor housings.



The arrows show the direction of flow from the sealing areas; steam is indicated in red, pyrogas is indicated in yellow

Figure 1.6 – Diagram of the old compressor labyrinth seal system

3.3 Description of the upgraded system of end labyrinth seals

The modernization of the system of end labyrinth seals involves the manufacture of new clips with grooves for the introduction of buffer and gate gas, as well as the optimization of the ridge sections on the rotor in accordance with the new grooves on the stator clips. Figure 1.8 shows a sketch of the seal.

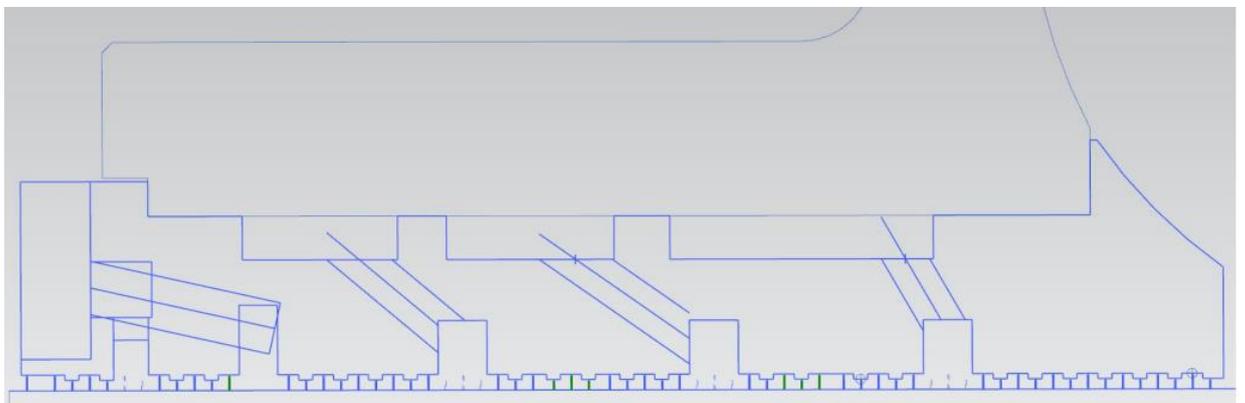


Figure 1.8 – Sketch of a new seal

Figure 1.7 shows a schematic diagram of the system for supplying buffer and gate gas to the high-pressure cylinder clips.

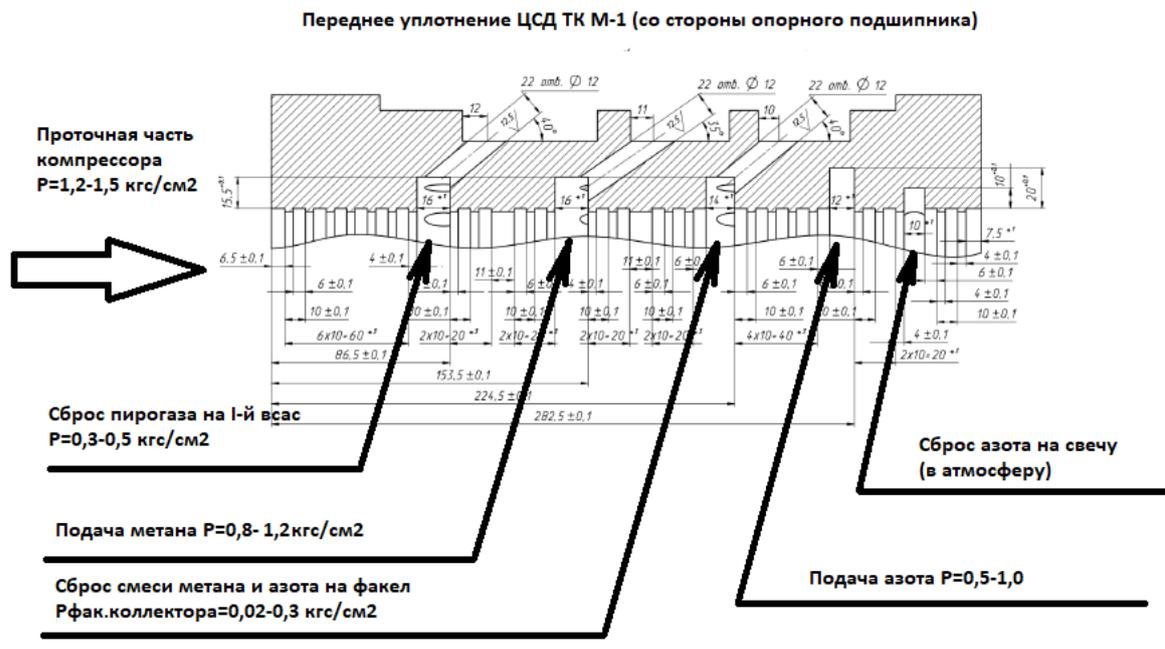


Figure 1.8 – Supply and discharge of flows in the new

Pyrogas clips from the flow part of the compressor passes a labyrinth section of 15 chokes formed by the protrusions of the stator cage and with short and long rotor ridges, after which it enters the collector connected to the suction of the CD housing. The excess pyrogas is sent to the second section of the labyrinth seal, consisting of 12 chokes, in this section the pyrogas is locked with a buffer gas – methane, the pressure of which is 0.5-0.6 kgf / cm² higher than the pressure of the first-stage suction collector, and their mixture also enters the collector of the first stage of the low-pressure housing. Excess methane passes through the sealing section with 10 chokes. To prevent methane from entering the engine room, there is a barrier gas – nitrogen. Nitrogen is supplied at a pressure of 0.5-0.6 kgf/cm² above the pressure of the methane discharge flare collector. To lock up methane, nitrogen passes through a labyrinth section with 7 chokes. Excess nitrogen, passing through the sealing section with 5 chokes, is sent to the candle collector. To reduce nitrogen leaks into the engine room, the last section of the labyrinth seal with 5 chokes is provided. Figure 1.10 shows the scheme of strapping labyrinth seals on the example of the housing of the central heating system.

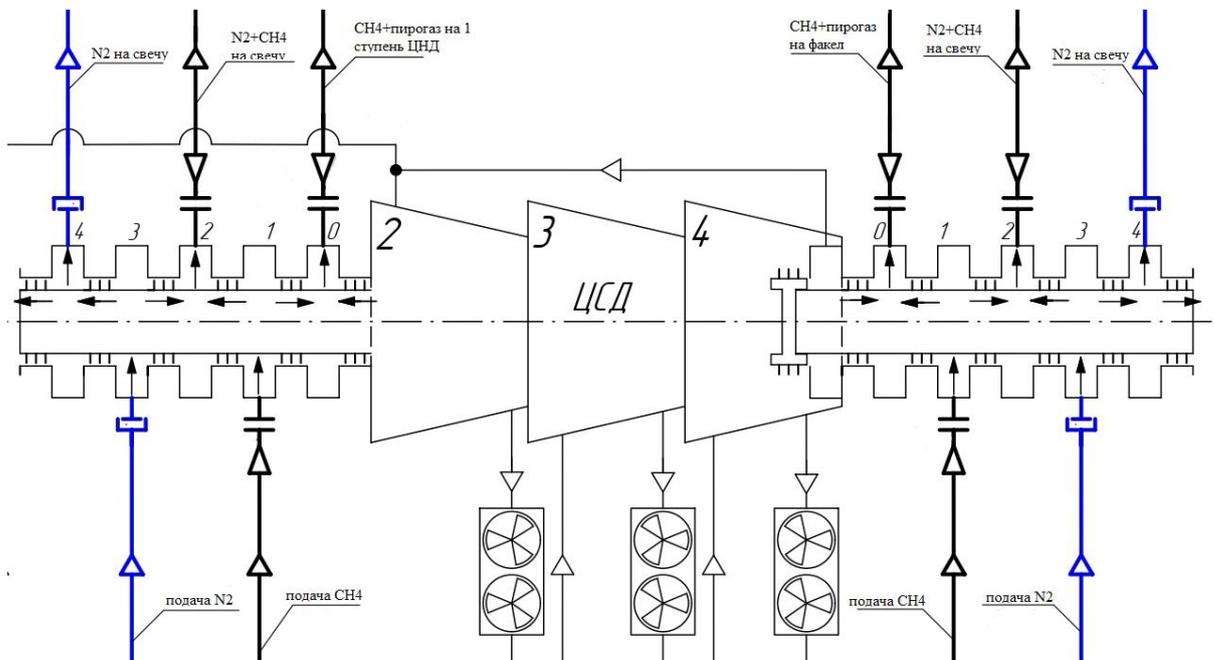


Figure 1.9 – Wiring diagram of the end labyrinth seals of the housing of the CSD

To eliminate the formation of contaminants in the flow part of the seal, buffer gas methane is used. Regulation of the methane and nitrogen supply pressure is carried out automatically by throttling the gas and by changing the position of the control valve at the gas inlet.

Referense:

1. Wikipedia contributors. (2020, June 1). Dry gas seal. In Wikipedia, The Free Encyclopedia. Retrieved 10:12, May 19, 2023, from https://en.wikipedia.org/w/index.php?title=Dry_gas_seal&oldid=960105004
2. Li, Zhigang, Jun Li and Zhenping Feng. "Labyrinth Seal Rotordynamic Characteristics Part II: Geometrical Parameter Effects." *Journal of Propulsion and Power* 32 (2016): 1281-1291.