

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

Школа Инженерная школа природных ресурсов  
Направление подготовки 21.04.01 Нефтегазовое дело  
Отделение школы (НОЦ) Отделение нефтегазового дела

**МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ**

Тема работы
<b>Антипомпажное регулирование производительности центробежного компрессора</b>

УДК 621.515-756.4

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ74	Попов Максим Валерьевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Саруев Л.А.	Д.Т.Н.		

**КОНСУЛЬТАНТЫ:**

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Романюк В.Б.	К.Э.Н.		

По разделу «Социальная ответственность»

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

**ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:**

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

## Планируемые результаты обучения

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
<b><i>В соответствии с универсальными, общепрофессиональными и профессиональными компетенциями</i></b>		
<b>Общие по направлению подготовки 21.04.01 «Нефтегазовое дело»</b>		
P1	Применять базовые естественнонаучные, социально-экономические, правовые и специальные знания в области нефтегазового дела, для решения <i>прикладных междисциплинарных задач и инженерных проблем</i> , соответствующих профилю подготовки (в нефтегазовом секторе экономики), самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности	<i>УК-1, УК-2, УК-6, ОПК-1, ОПК-2, (ЕАС-4.2, АВЕТ-3А, АВЕТ-3i).</i>
P2	Планировать и проводить аналитические и экспериментальные <i>исследования</i> с использованием новейших достижений науки и техники, уметь критически оценивать результаты и делать выводы, полученные в <i>сложных и неопределённых условиях</i> ; использовать <i>принципы изобретательства, правовые основы в области интеллектуальной собственности</i>	<i>УК-2, УК-3, УК-4, УК-5, ОПК-2, ОПК-6,</i>
<i>в области производственно-технологической деятельности</i>		
P3	Проявлять профессиональную <i>осведомленность о передовых знаниях и открытиях</i> в области нефтегазовых технологий с учетом <i>передового отечественного и зарубежного опыта</i> ; использовать <i>инновационный подход</i> при разработке новых идей и методов <i>проектирования</i> объектов нефтегазового комплекса для <i>решения инженерных задач развития</i> нефтегазовых технологий, <i>модернизации и усовершенствования</i> нефтегазового производства	<i>УК-1, УК-2, ОПК-2, ОПК-3, ОПК-5, ПК-1, ПК-2, ПК-3, ПК-6, ПК-7, ПК-8, ПК-9, ПК-10, ПК-11</i>
P4	<i>Внедрять, эксплуатировать и обслуживать современные машины и механизмы</i> для реализации технологических процессов нефтегазовой области, обеспечивать их <i>высокую эффективность</i> , соблюдать правила <i>охраны здоровья и безопасности труда</i> , выполнять требования по <i>защите окружающей среды</i>	<i>ОПК-6, ПК-12, ПК-13, ПК-14, ПК-15</i>
<i>в области экспериментально-исследовательской деятельности</i>		
P5	Быстро ориентироваться и выбирать <i>оптимальные решения в многофакторных ситуациях</i> , владеть методами и средствами <i>математического моделирования</i> технологических процессов и объектов	<i>УК-3, УК-8, ОПК-3, ОПК-7, ПК-16, ПК-17, ПК-18), (ЕАС-4.2-h), (АВЕТ-3d).</i>

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
<i>в области проектной деятельности</i>		
Р6	Эффективно использовать любой имеющийся арсенал технических средств для максимального приближения к поставленным производственным целям при <i>разработке и реализации проектов, проводить экономический анализ затрат, маркетинговые исследования, рассчитывать экономическую эффективность</i>	УК-2, ОПК-1, ОПК-2, ОПК-7, ПК-19, ПК-20, ПК- 21, ПК-22
<i>в области организационно-управленческой деятельности</i>		
Р7	Эффективно работать индивидуально, в качестве члена и руководителя команды, умение формировать задания и оперативные планы всех видов деятельности, распределять обязанности членов команды, готовность нести ответственность за результаты работы	Требования ФГОС ВО, СУОС ТПУ (УК-1, УК-2, ОПК-4, ОПК-5, ОПК-6, ПК-23, ПК-24, ПК-25, ПК-26).
<i>в области проектной деятельности</i>		
Р8	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности; активно владеть иностранным языком на уровне, позволяющем работать в интернациональной среде, разрабатывать документацию и защищать результаты инженерной деятельности	УК-2, ОПК-3, ОПК-5, ОПК-6, ПК-27, ПК-28, ПК- 29, ПК-30, (АВЕТ-3с), (ЕАС-4.2-е).
<b>Профиль «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»</b>		
Р9	Планировать и организовывать работу по проведению планово-предупредительных ремонтов и технического обслуживания технологического оборудования	ОПК-5, ОПК-6, ПК-3, ПК-7, ПК-9, ПК-11, ПК- 13, ПК-14, ПК-21, требования профессионального стандарта 19.003 "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования", 19.029 «Специалист по эксплуатации газораспределительных станций», 19.0015 «Специалист по эксплуатации оборудования подземных хранилищ газа»
Р10	Планировать внедрение новой техники и передовых технологий, разрабатывать и реализовывать программы модернизации и технического перевооружения предприятия с целью повышения надежности, долговечности и эффективности работы технологического оборудования	ОПК-1, ОПК-4, ОПК-5, ОПК-6, ПК-10, ПК-12, ПК-17, ПК-21, ПК-23, требования профессионального стандарта 19.003 "Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования", 19.029 «Специалист по эксплуатации газораспределительных станций», 19.0015 «Специалист по эксплуатации оборудования подземных хранилищ газа»

<p style="text-align: center;">Р11</p>	<p>Организовывать проведение проверок технического состояния и экспертизы промышленной безопасности, проводить оценку эксплуатационной надежности технологического оборудования.</p>	<p><i>ОПК-1, ОПК-4, ОПК-5, ОПК-6, ПК-9, ПК-10, ПК-17, ПК-30, требования профессионального стандарта 19.003 «Специалист по ремонту и обслуживанию нефтезаводского оборудования», 19.029 «Специалист по эксплуатации газораспределительных станций», 19.0015 «Специалист по эксплуатации оборудования подземных хранилищ газа»</i></p>
--	--	--

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Школа Инженерная школа природных ресурсов  
Направление подготовки 21.04.01 Нефтегазовое дело  
Отделение школы (НОЦ) Отделение нефтегазового дела

УТВЕРЖДАЮ:  
Руководитель ООП

\_\_\_\_\_  
(Подпись)      (Дата)      (Ф.И.О.)

**ЗАДАНИЕ**  
**на выполнение выпускной квалификационной работы**

В форме:

Магистерской диссертации

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
2БМ74	Попову Максиму Валерьевичу

Тема работы:

**Антипомпажное регулирование производительности центробежного компрессора**

Утверждена приказом директора (дата, номер)

№852/с от 04.02.2019

Срок сдачи студентом выполненной работы:

01.06.2019

**ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:**

**Исходные данные к работе**

*(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.).*

Анализ современных способов регулирования центробежных нагнетателей. Расчет эффективности применения байпасирования при использовании антипомпажного клапана. Подбор и расчет альтернативного материала клапана.

**Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов**

*(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).*

1. Аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений науки и техники в рассматриваемой области.
2. Построение газодинамических характеристик (ГДХ) центробежного нагнетателя и расчет эффективности применения антипомпажного клапана в целях регулирования производительности. Расчет напряженно-деформированного состояния клапана.
3. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.

	4. Социальная ответственность. 5. Выводы по работе. 6. Раздел на иностранном языке.
--	---

**Перечень графического материала**

*(с точным указанием обязательных чертежей)*

**Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы**

*(с указанием разделов)*

Раздел	Консультант
«Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»	Романюк Вера Борисовна, доцент отделения нефтегазового дела, к.э.н.
«Социальная ответственность»	Черемискина Мария Сергеевна, ассистент отделения общетехнических дисциплин
«Раздел на иностранном языке»	Бекишева Татьяна Геннадьевна, старший преподаватель отделения иностранных языков

**Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:**

Теоретические сведения о работе центробежных нагнетателей

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

**Задание выдал руководитель:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Саруев Л.А.	Д.Т.Н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ74	Попов Максим Валерьевич		

**Министерство науки и высшего образования Российской Федерации**  
федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования  
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ  
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

---

Инженерная школа Природных ресурсов  
Отделение Нефтегазового дела  
Направление подготовки Нефтегазовое дело  
Профиль подготовки Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов  
Уровень образования магистратура  
Период выполнения (осенний/весенний семестр 2018/2019 учебного года)

Форма представления работы:

Магистерская диссертация

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

Срок сдачи студентом выполненной работы:	27.05.2019
--	------------

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
01.05.2019	<i>Обзор литературы</i>	30
10.05.2019	<i>Расчетная часть</i>	45
11.05.2019	<i>Раздел, выполненный на иностранном языке</i>	5
12.05.2019	<i>Экономическая часть</i>	10
14.05.2019	<i>Социальная часть</i>	10

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Саруев Лев Алексеевич	д.т.н.		

**СОГЛАСОВАНО:**

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

## **Реферат**

Выпускная квалификационная работа 131 с., 46 рис., 22 табл., 49 источника, 1 прил.

Ключевые слова: помпаж, антипомпажное регулирование, центробежный нагнетатель, регулирующий клапан, производительность, проточная часть, комбинирование.

Объектом исследования является антипомпажный клапан, который целесообразно применять при работе компрессора на нерасчетных режимах для регулирования производительности и предупреждения возникновения помпажа.

Цель работы – анализ существующих способов регулирования производительности компрессора, выбор оптимального способа с расчетом эффективности применения способа.

В процессе исследования проводилось построение газодинамических характеристик центробежного нагнетателя с целью дальнейшего анализа эффективности применения различных способов регулирования производительности.

В результате исследования найден оптимальный способ регулирования производительности нагнетателя в широком диапазоне при сохранении приемлемых значений КПД.

Произведен расчет напряженно-деформированного состояния клапана для определения самой нагруженной части с последующим подбором альтернативного материала.

В будущем планируется поиск путей оптимизации проточной части центробежного компрессора.

## **Нормативные ссылки**

В настоящей работе использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.

ГОСТ 12.1.012-2004 ССБТ. Вибрационная безопасность. Общие требования.

ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие требования.

ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ. Средства и методы защиты от шума. Общие требования.

ГОСТ 12.0.004-90. Система стандартов безопасности труда. Организация обучения безопасности труда. Общие положения.

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

СанПиН 2.2.2776-10. Гигиенические требования к оценке условий труда при расследовании случаев профессиональных заболеваний.

СанПиН 23-05-95. Естественное и искусственное освещение.

СанПиН 2.2.4.548-96. Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений.

СанПиН 2.2.4/2.1.8.562-96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории жилой застройки.

СанПиН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий.

ГОСТ 12.2.049-80 ССБТ. Оборудование производственное. Общие эргономические требования.

## **Список сокращений**

ГПА – газоперекачивающий агрегат

КПД – коэффициент полезного действия

ЦК – центробежный компрессор

ВНА – входной направляющий аппарат

ГДХ – газодинамические характеристики

ЛД – лопаточный диффузор

ПЛД – лопаточный диффузор с поворотными лопатками

### **Определения**

В настоящей работе применены следующие термины с соответствующими определениями.

**Нагнетатель:** гидравлическая машина, предназначенная для преобразования энергии внешнего источника (механической, электрической, химической и т.п.) в энергию потока жидкости или газа (потенциальную и (или) кинетическую).

**Гидравлическая машина:** устройство или комплекс устройств, преобразующих работу в энергию жидкости (газа) и наоборот.

**Сеть:** система собирающихся трубопроводов, фасонных частей, запорно-регулирующих устройств и проточных частей обслуживаемых нагнетателем объектов, предназначенных для целенаправленного перемещения рабочего агента.

**Внутренние воздействия:** случайные или закономерные изменения отдельных параметров системы, влекущие за собой изменение других параметров этой же системы.

**Внешние воздействия:** воздействия, не относящиеся к комплексу процессов и параметров, характеризующих состояние системы, и приводящие к выводу ее из состояния равновесия.

**Помпаж:** вредное явление, формирующееся в лопатных нагнетателях, которое состоит в том, что непрерывный поток подаваемого газа нарушается и становится пульсирующим или нерегулярным (в том числе и знакопеременным).

**Управление:** совокупность действий, выбранных на основании определенной информации и направленных на поддержание на заданном уровне или изменение в соответствии с целевой функцией параметров работы установки или системы в целом.

## Оглавление

Введение.....	13
1. Обзор литературы .....	15
1.1 Характеристика сети.....	15
1.2 Действительные характеристики центробежных нагнетателей.....	18
1.3 Совместная работа нагнетателя и сети .....	20
2. Теоретические сведения о работе центробежных нагнетателей.....	22
2.1 Неустойчивость работы нагнетателей. Помпаж .....	22
2.2 Процесс формирования помпажа .....	27
2.3 Граница помпажа. Помпажный запас. Антипомпажная защита компрессоров .....	29
2.4 Способы управления работой нагнетателей. Способы воздействия на сеть и нагнетатель. ....	31
2.5 Современные способы регулирования центробежных компрессоров ..	37
3. Расчетная часть.....	51
3.1 Расчет и построение ГДХ при применении байпасирования.....	51
3.2 Определение напряженно-деформированного состояния клапана .....	65
4. финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение ..	87
4.1 Потенциальные потребители результатов исследования .....	88
4.2 Анализ конкурентных решений.....	89
4.3 Планирование научно-исследовательских работ .....	92
4.4 Бюджет научно-технического исследования .....	97
4.5 Основная заработная плата исполнителей темы .....	98
4.6 Дополнительная заработная плата исполнителей темы.....	101
4.7 Страховые взносы .....	102
4.8 Накладные расходы .....	103
4.9 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта	103
4.10 Определение ресурсоэффективности проекта .....	104
5. Социальная ответственность .....	110
5.1 Профессиональная социальная безопасность .....	111
5.2 Анализ влияния объекта исследования на окружающую среду .....	115
5.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях.....	116
5.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности ..	121

Заключение .....	126
Список использованных источников .....	127
Приложение А .....	132

## Введение

Развитие общего и энергетического машиностроения, химической, нефтехимической и других отраслей промышленности привело к созданию компрессорных машин общего назначения, сжимающих воздух от атмосферного давления до давлений 1...1,5 МПа. Из различных типов компрессоров, используемых для этой цели, в последнее время все большее развитие получают центробежные компрессоры. Свыше 26 фирм мира изготавливают и поставляют такие компрессоры производительностью от 30 до 5000 м<sup>3</sup>/мин на давление нагнетания до 20 МПа [1]. Центробежные компрессоры имеют ряд неоспоримых преимуществ – главное преимущество заключается в полном отсутствии масла в потоке; небольшие габариты облегчают установку и делают работу устройства стабильнее; благодаря тому, что устройство не производит вибрации, оно может похвастать высокой прочностью, низким износом запчастей и длительным сроком эксплуатации – центробежные агрегаты работают без остановки 5 лет и дольше. Также вам не потребуется закладывать фундамент под станцию, а поместить компрессор можно рядом с тем оборудованием, которому нужна подача сжатого газа; большая производительность при малых габаритах установки.

В силу принимаемых проектных решений (определяемых, например, стремлением получить заданное давление нагнетания меньшим числом ступеней и, как следствие, применением высоконапорных рабочих колес), ЦК имеют достаточно крутую газодинамическую характеристику и относительно невысокий запас устойчивой работы. Поддержание заданного конечного давления при расходах меньших расчетного и постоянных частотах вращения роторов производится в основном дросселированием газа на линии всасывания и байпасным сбросом с линии нагнетания, т.к. значительную часть времени (не менее 50%) эти машины работают на этих режимах. Поэтому научно-исследовательские работы, направленные на решение этой задачи, являются весьма актуальными.

Целью работы является анализ существующих способов регулирования производительности компрессора на газодинамические характеристики ступени ЦК при работе на нерасчетных режимах.

Для достижения поставленной цели в работе необходимо решить следующие задачи:

- провести анализ конструкций и способов регулирования характеристик ЦК;
- разработать программу и методику построения газодинамических характеристик центробежного компрессора;
- получить газодинамические характеристики центробежного компрессора при байпасировании;
- провести анализ эффективности выбранного решения;
- провести анализ напряженно-деформированного состояния расчетной модели рассматриваемого клапана.

# 1. Обзор литературы

## 1.1 Характеристика сети

Одной из частей газодинамической системы является сеть. В общем случае представляет собой систему сообщающихся трубопроводов, запорно-регулирующей арматуры, фасонных частей обслуживаемых нагнетателем объектов. Названные элементы сети применяются для целенаправленного перекачивания определенного объема рабочей среды. По своей структуре сети бывают замкнутыми (кольцевыми) и разомкнутыми с постоянным или переменным расходом в сети. В сетях разомкнутого типа, как правило, имеются приемники перемещаемой среды у входа ее в сеть и концевых элементов. Под концевыми элементами подразумеваются устройства для приема жидкости из трубопроводов с последующим использованием по назначению. К таким элементам относятся вводы в сосуды, технологические блоки, газораспределители и т.п.

Сети могут быть простыми и сложными. Простые сети состоят из одного или нескольких участков. Сложные же сети разветвляются, каждая ветвь такой сети может иметь последовательно и параллельно соединенные участки.

Участком называется часть трубопровода, имеющего постоянное сечение и расход. Каждый из участков может иметь различный набор фасонных частей и запорно-регулирующих устройств [5].

Конфигурация и трассировка сети определяются конкретными условиями ее применения. Любая сеть характеризуется потерями энергии, которые затрачиваются на перемещение рабочей среды по трубопроводам.

Энергия, затрачиваемая на перемещение рабочего агента, передается в виде давления (напора), развиваемого рабочими органами нагнетателя. Давление, создаваемое нагнетателем, расходуется на преодоление сопротивления каждого элемента сети. Потери давления  $P$  (или напора  $H$ ) складываются из внешних и внутренних потерь. Внешние потери связаны с входом рабочей среды в сеть и выходом его из сети. Внутренние потери

характеризуются затратами энергии на перемещение рабочего агента по трубопроводам, проточным частям нагнетателя, газосепараторам и т.п. В большинстве случаев нагнетателю необходимо преодолевать и сопротивление, которое вызвано разницей давлений в резервуарах, расположенных до и после нагнетателя. Сумма всех потерь давления в сети определяет ее полное сопротивление. Внутренние потери давления можно разделить на потери давления по длине сети и на местные потери. Потери по длине трубопроводов характеризуются затратой энергии на трение газа о внутреннюю поверхность прямолинейных участков сети и на трение между слоями, которые движутся с разной скоростью. Местные потери появляются в арматуре, в фасонных частях сети и вызваны изменением направления и величины скорости движения потока. В общем случае сопротивление сети по расчетному направлению течения среды может быть представлено формулой [11]:

$$P = \sum_{i=1}^m (R \cdot l + Z)_i + P_0 + \rho \cdot g \cdot H, \quad (1.1)$$

где  $R$  – потери давления на преодоление сопротивления трению трубопровода длиной 1 м, Па/м;

$l$  – длина  $i$ -го участка, м;

$Z$  – сумма потерь давления на преодоление сопротивлений этого же участка, Па;

$\rho$  – плотность перемещаемой среды, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  – ускорение свободного падения, м<sup>2</sup>/с;

$H$  – разность отметок концевого элемента сети и отметки входа жидкости в сеть, м.

Зависимость сопротивления сети от производительности нагнетателя  $L_H$  ( $\rho \cdot g \cdot H = 0$ ) определяется формулой:

$$P = k \cdot L_H^n + P_0, \quad (1.2)$$

где  $k$  – коэффициент, являющийся константой для фиксированных условий эксплуатации и трассировки сети;

$n$  – показатель степени, определяемый режимом течения перемещаемой среды. Для ламинарного режима течения  $n = 1$ , для турбулентного –  $n = 2$ .

Характер сопротивления каждого из участков, образующих сеть, тоже может определяться зависимостью вида (1.2).

Переменные  $k$  и  $n$  при проектировании определяются расчетным путем. Значения этих характеристик для эксплуатируемых сетей можно найти, измерив фактическую производительность нагнетателя и развиваемое им давление.

Уравнение (1.2) называют характеристикой сети. Следует подчеркнуть, что зависимость (1.1) показывает упрощенный подход расчета сопротивления сетей. Тем не менее, его следует признать обоснованным для применения в практике проектирования систем и анализа работы нагнетателей.

Графическое представление некоторых видов характеристик дано на рисунке 1.1, а. Здесь  $P_{вс}$  – модуль величины разряжения перед приемником среды;  $P_{наг}$  – давление в приемнике среды у потребителя;  $P_0 = P_{вс} + P_{наг}$ .

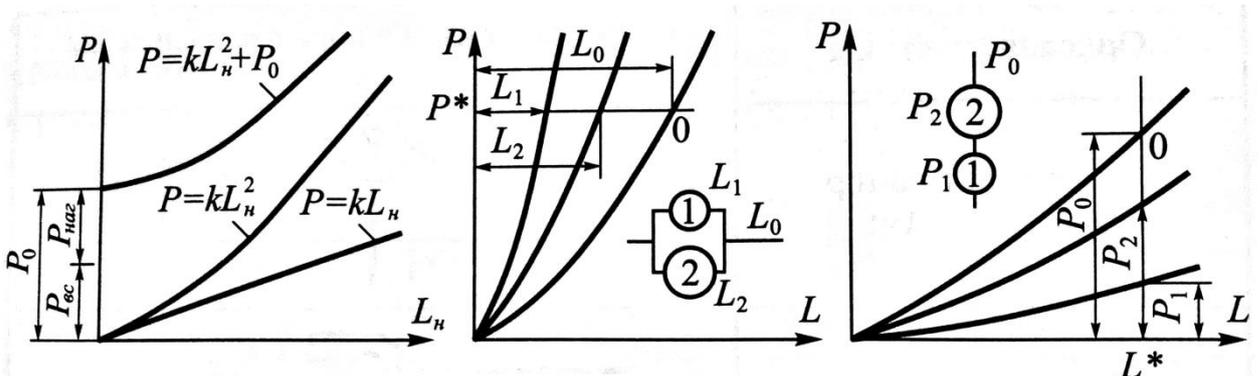


Рисунок 1.1 – Характеристики сети: а – некоторые виды графических характеристик сетей; б – построение суммарной характеристики сети при параллельном соединении участков в общую сеть; в – то же при последовательном соединении участков

Следует отметить, что характеристика сети в процессе эксплуатации может изменяться. Изменения связаны с влиянием на процесс таких параметров как: температура и режим отбора перекачиваемой среды, изменение в процессе эксплуатации сечения и характеристик внутренней поверхности трубопроводов, состава и концентрации примесей и т.п.

## 1.2 Действительные характеристики центробежных нагнетателей

В ходе испытаний всевозможных типов радиальных нагнетателей, а также практики их эксплуатации, были получены обширные экспериментальные материалы. Анализ показал, что характеристики центробежных нагнетателей можно свести к трем основным типам, представленным на рисунок 1.2. Тип 1 имеют нагнетатели с загнутыми назад лопатками. Характеристики, представленные кривыми 2 и 3, имеют нагнетатели с загнутыми вперед лопатками. В области малых значений производительности влияние на форму кривой оказывают потери, которые связаны с входом перекачиваемой среды на рабочее колесо и неустойчивым характером течения в этой области.

Полное давление, развиваемое нагнетателем, складывается из динамического и статического давлений. Динамическое давление возрастает по мере увеличения производительности нагнетателя, тогда как полное давление снижается. При достижении равенства  $P = P_d$  статическое давление равно нулю. В таком режиме работы развиваемое нагнетателем статическое давление полностью затрачивается на преодоление его внутренних сопротивлений, а динамическое давление расходуется для преодоления внешних сопротивлений. Такой режим работы нагнетателя соответствует условием работы его без сети [10].

В теории и практике применения нагнетателей наиболее важное значение имеют зависимости  $P = f(L)$ ,  $N = f(L)$  и  $\eta = f(L)$  для  $n = const$ . При рассмотрении по отдельности каждая из зависимостей называется неполной характеристикой нагнетателя. Чтобы иметь полное представление

о возможностях нагнетателя, необходимо рассматривать комплекс этих характеристик, который называется полной характеристикой.

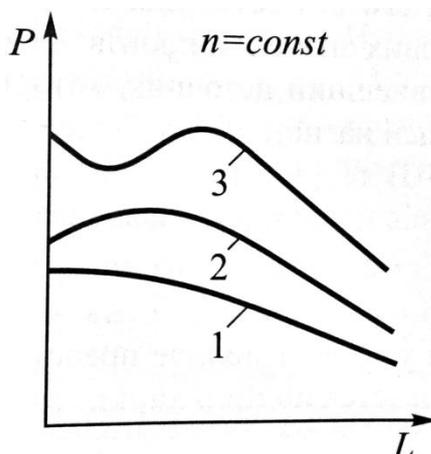


Рисунок 1.2 – Действительные характеристики центробежных нагнетателей

Информация о функциях  $P$ ,  $N$ ,  $\eta = f(L)$  для реально применяемых режимов работы и чисел оборотов центробежных нагнетателей дается производителями на основании экспериментальных исследований. В зависимости от условий эксплуатации конкретного типа нагнетателя его характеристика может иметь определенные особенности.

Рабочие параметры центробежного компрессора во многом зависят от физических и термодинамических свойств транспортируемого газа. Исходя из этого факта, можно сделать вывод, что радиальные компрессоры, в большинстве случаев, изготавливаются для работы на одном виде газа.

Перемещение другого вида газа с использованием центробежного компрессора требует изменения режима работы или его конструкции.

Возможность регулирования производительности центробежного компрессора находится в сравнительно узком диапазоне. Если не прибегать к изменению частоты вращения вала компрессора или закрутки потока на входе, то из-за условий возникновения помпажа реально производительность можно снизить только до 60–80% от номинальной [7].

### 1.3 Совместная работа нагнетателя и сети

В предыдущем подразделе рассмотрены характеристики  $P = f(L)$ ,  $N = f(L)$ ,  $\eta = f(L)$  для центробежных нагнетателей. Эти зависимости возможно представить пользователю только в графическом виде. Связано это, прежде всего, со сложностью математических формул, с помощью которых была бы возможной аппроксимация экспериментально полученных данных по изменению, например, развиваемого давления в функции производительности нагнетателя. При представлении зависимостей  $P = f(L)$ ,  $N = f(L)$ ,  $\eta = f(L)$  в машинных кодах пользуются кусочно-линейной аппроксимацией рассматриваемых характеристик, тогда как параметры сети описываются достаточно простыми зависимостями. Нагнетатель и сеть являются составными элементами системы и во время эксплуатации имеют равное значение рабочих параметров. Решение системы уравнений  $P = f(L)$  и  $P_c = f(L)$  позволило бы в каждом случае найти параметры совместной работы сети и нагнетателя. Отсутствие аналитических зависимостей  $P = f(L)$  приводит к тому, что эта задача решается графическим способом посредством наложения характеристик. Необходимо на одном координатном поле привести графическую иллюстрацию изменения полного давления, развиваемого компрессором, и характеристику сети, изображенную в том же масштабе (рисунок 1.3, а).

Таким образом, на пересечении характеристик получим точку «А», которая называется рабочей и определяет параметры совместной работы нагнетателя и сети:

- полное давление нагнетателя  $P_a$ ;
- производительность нагнетателя  $L_a$ ;
- потери полного давления в сети  $P_c = P_a$ ;
- расход жидкости в сети  $L_c = L_a$ .

Также отметим, что пересечение характеристик (точка «А») в рассматриваемой ситуации определяет единственно возможный режим совместной работы рассматриваемых нагнетателя и сети. К примеру,

увеличение производительности нагнетателя  $L > L_a$  приведет к снижению развиваемого давления, а сопротивление сети возрастет, в результате чего характеристики элементов данной системы станут уже несовместимыми.

Несовместимость возникает и при  $L < L_a$ .

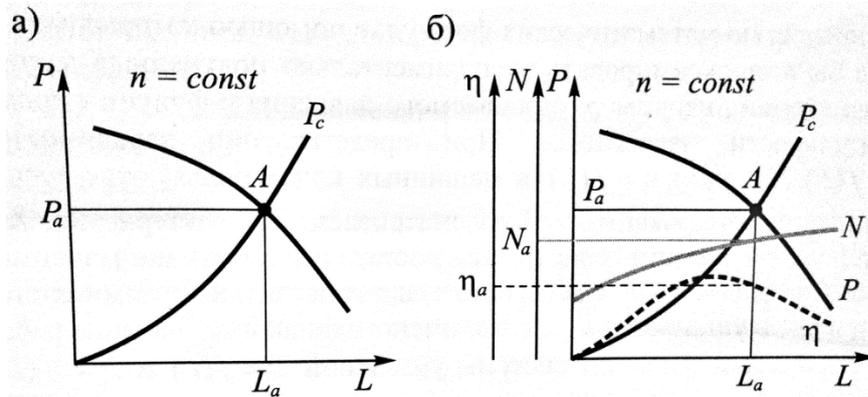


Рисунок 1.3 – Определение параметров совместной работы нагнетателя и сети

Рассмотренный выше метод наложения характеристик является единственно возможным методом анализа совместной работы нагнетателя в составе конкретной системы [11].

Следует отметить, что в реальных условиях работы характеристики нагнетателя и сети меняются в результате воздействия на систему внешних и внутренних факторов. Параметры работы системы изменчивы при эксплуатации, поэтому в каждый момент времени устанавливаются параметры работы нагнетателя и диапазон изменения расхода жидкости в сети.

## **2. Теоретические сведения о работе центробежных нагнетателей**

### **2.1 Неустойчивость работы нагнетателей. Помпаж**

Определение «устойчивость» в технике является фундаментальным. Под ним принято понимать способность той или иной системы возвращаться к начальному состоянию при выходе из него в результате воздействия возмущающих факторов, как внутренних, так и внешних. В случае газодинамических систем под устойчивостью понимается способность сети и нагнетателя сохранять на заданном уровне подачу газа в трубопровод при появлении отклонений, связанных с внешними и внутренними возмущениями. Данное понятие весьма сложное и характеризуется множеством факторов, при изменении которых велика вероятность возникновения предельных, критических или чрезвычайных состояний системы.

К примеру, внешним воздействием является отключение электропитания привода, что приведет к аварийному останову компрессора с возможным формированием критической или чрезвычайной ситуации в системе. Здесь уместно говорить об устойчивости технологической системы в целом, логический блок которой должен обеспечить резервный режим подачи электроэнергии. В этом случае, ни один из элементов системы не в состоянии обеспечить устойчивый режим работы. Выход из строя нагнетателя или разгерметизация трубопровода относятся к внутренним факторам, которые определяют состояние газодинамической системы. Вышедшее из строя оборудование не позволяет обеспечить устойчивую подачу газа. В данной ситуации устойчивость системы обеспечивается вводом в работу резервных установок. Отклонения от заданного режима работы обусловлены колебанием напряжения, изменением сопротивления сети, изменением объемной массы перемещаемых газов и множеством других факторов [8].

На основании рассмотренных выше сведений можно сделать вывод, что во время эксплуатации газодинамической системы при отсутствии

грубых ошибок применения компрессора имеет место изменение характеристики нагнетателя и сети в определенных пределах (рисунок 2.1). В реальных условиях эксплуатации можно говорить о зоне изменения режимов функционирования нагнетателя, характеризуемой диапазоном изменения производительности  $\Delta L$  и давления  $\Delta P$ .

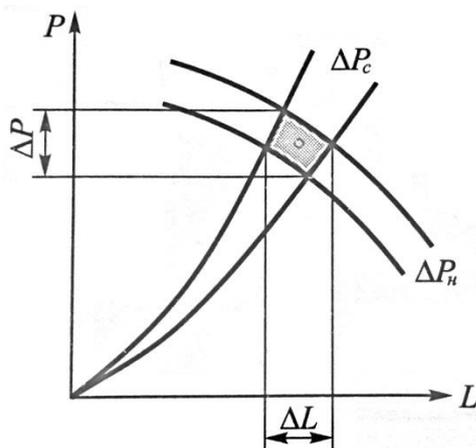


Рисунок 2.1 – Режимная зона центробежного нагнетателя

Вид характеристики компрессора существенно влияет на устойчивость его рабочих параметров. Значительное влияние на устойчивость газодинамической системы может оказывать зона характеристики, в которой будет эксплуатироваться компрессор.

На рисунке 2.2, а и б показано каким образом влияет изменение характеристики сети на устойчивую работу системы. На первом графике перемещение по характеристике в обозначенных пределах приводит к незначительным изменениям производительности и к большим изменениям давления. При существенных изменениях давления описываемая часть характеристики обеспечивает относительно постоянный (устойчивый) режим подачи рабочей среды в сеть. Во втором же случае наблюдается обратная ситуация, когда на заданном участке характеристики режим работы нагнетателя относительно устойчив по развиваемому давлению и неустойчив по производительности.

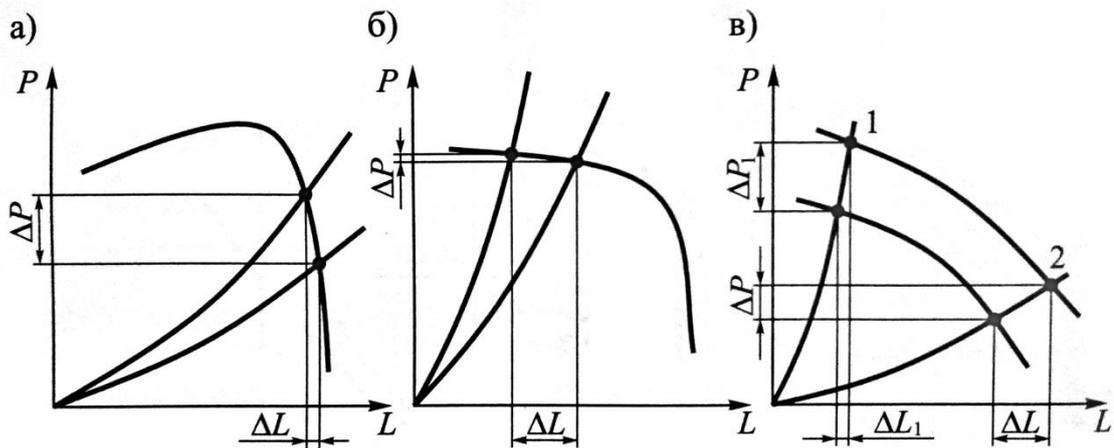


Рисунок 2.2 – Определение устойчивости газодинамической системы

Характер зависимостей, представленных на рисунке 2.2, в, показывает, что и особенности характеристики сети могут оказывать влияние на характер устойчивости системы. При работе на сеть 1 изменение характеристики нагнетателя не имеет значительного влияния на подачу газа потребителю при существенном изменении давления. Такая сеть обеспечивает относительно постоянный расход газа. При работе на сеть 2 не обеспечивается устойчивость режимов эксплуатации ни относительно расхода, ни относительно давления.

Рассмотрим реакцию газодинамической системы в случае отклонения параметров нагнетателя от рабочего режима, который определяется положением точки «А». Кратковременное увеличение расхода в трубопроводе на величину  $\Delta L$  характеризует степень отклонения от рабочего режима. На рисунке 2.3, а представлена характеристика системы, для которой характерна следующая реакция ее элементов:

- увеличение расхода приводит к увеличению аэродинамического сопротивления в сети до значения  $P_c$ ;
- увеличение производительности нагнетателя влечет за собой снижение развиваемого давления до величины  $P_H$ .

Реакция элементов сети будет носить противоположный характер при уменьшении расхода.

При снижении развиваемого компрессором давления и увеличении сопротивления сети происходит торможение процесса и возврат параметров системы к первоначальному положению, т.е. к точке «А». Полученные сведения позволяют судить об устойчивости данной системы к процессам изменения расхода в сети. Следует отметить, что подобной системе присуще свойство саморегулирования и способность возврата параметров к исходному значению [4].

Если провести касательные к линиям характеристики сети и нагнетателя в точке А, то обнаружим, что угол  $\alpha_n$ , образованный касательной к характеристике нагнетателя с осью  $L$ , больше угла  $\alpha_c$ , образованного касательной к характеристике сети с осью  $L$ . Они находятся в следующем соотношении:  $\alpha_n > \alpha_c$ .

На рисунке 2.3, б представлена характеристика компрессора, у которого при работе на сеть  $I$  формируется иной характер реакции ее элементов при увеличении расхода газа:

- к примеру, уменьшение расхода влечет за собой снижение сопротивления сети;
- уменьшение производительности нагнетателя приведет к снижению развиваемого давления.

Свойством саморегулирования такая система не обладает и является неустойчивой к процессам изменения расхода в трубопроводе. Характеристики данной системы не способствуют возврату параметров к первоначальному значению и в сравнении с предыдущим примером соотношение углов между касательными и осью  $L$  будет определяться зависимостью  $\alpha_n < \alpha_c$ .

Таким образом, в качестве критерия устойчивости системы относительно изменения расхода в сети можно выбрать условие

$$\alpha_n > \alpha_c, \quad (2.1)$$

причем углы  $\alpha_n$  и  $\alpha_c$  могут иметь отличающееся по величине соотношение в различных зонах характеристики нагнетателя (см. рисунок 2.3, б).

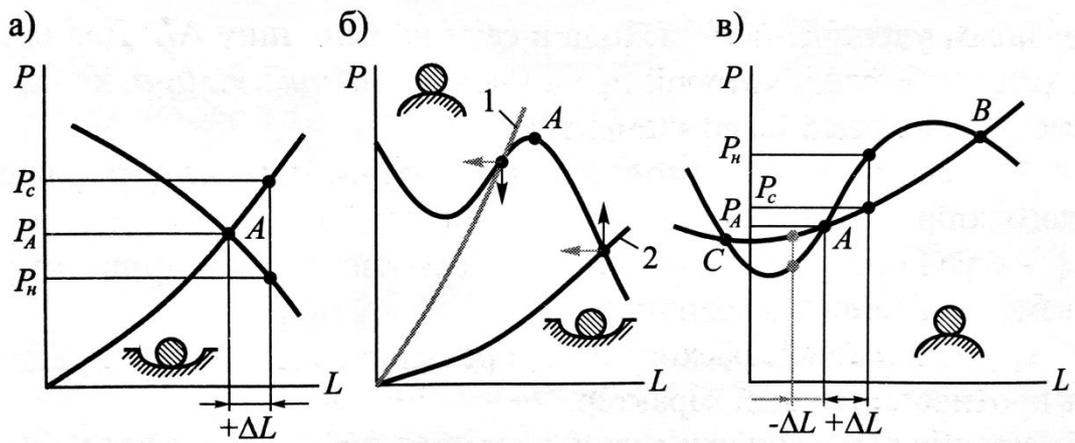


Рисунок 2.3 – Характеристики системы при различных условиях применения нагнетателя

В теоретическом анализе следует отметить еще одно важное обстоятельство, которое станет довольно очевидным во время анализа совместной работы нагнетателя и сети с характеристиками, представленными на рисунке 2.3, в. Характеристика сети с подпором имеет две точки пересечения с характеристикой нагнетателя – точки *A* и *B*. Таким образом, имеются два возможных режима работы. Однако спрогнозировать, какой из режимов наиболее вероятный, невозможно. Рассмотрим режим работы с первоначальными параметрами, которые определяются положением точки *A*. При выводе системы из этого состояния в сторону увеличения расхода в сети рабочая точка переместится до точки *B*, где будет сформировано условие устойчивого состояния системы.

Снижение расхода в сети (рисунок 2.3, в) приводит к снижению сопротивления сети и развиваемого нагнетателем давления. Давление нагнетателя, в этом случае, снижается в большей степени, нежели потери в сети. Потери давления в трубопроводе по большей части обусловлены геометрическими параметрами сети и скоростью движения перекачиваемого газа. Чтобы получить действительную картину процесса, необходимо рассмотреть и емкостные показатели сети. При большом внутреннем объеме трубопроводов  $V$  и малом отборе жидкости потребителями  $\Delta V = \Delta L \rightarrow \min$  разность  $V - \Delta V$ , согласно уравнению Клайперона – Менделеева  $pV_\mu = RT$

( $T = const$ ), определяется малое изменение статического давления в сети. Может сложиться ситуация, когда статическое давление в системе превысит развиваемое нагнетателем давление. При этом начнется движение перекачиваемого газа через компрессор в обратном направлении и рабочие параметры системы будут определяться положением точки  $C$  (второй квадрант). Постепенно произойдет «сравливание» газа из системы и рабочая точка переместится в первый квадрант, где велика вероятность циклического повторения процесса с различным диапазоном изменения параметров системы. Можно сделать вывод, что определенное сочетание рабочих параметров системы, а также ее вывод из рабочего режима, способствует формированию режима знакопеременной производительности компрессора (автоколебательный режим).

Выше рассмотрена несколько упрощенная картина развития неустойчивого режима работы компрессора с последующим выходом его параметров во второй квадрант.

В технике описанный процесс нерегулярной подачи газа компрессором относится к неустойчивым режимам работы и называется «помпаж».

Изменение расхода в трубопроводе связано с целым рядом других причин, которые отличаются от рассмотренной выше. Идеальное состояние системы – постоянный во времени или изменяющийся по заданному закону расход рабочего агента в сети. Но не стоит забывать, что процессы турбулентности, формирования вихрей различного масштаба и их перемещения по сети также приводят к появлению пульсирующего характера движения жидкости.

## **2.2 Процесс формирования помпажа**

Помпаж (франц. *rompage*) – вредное явление, формирующееся в лопастных нагнетателях, которое состоит в том, что непрерывный поток

подаваемого газа нарушается и становится пульсирующим или нерегулярным (в том числе и знакопеременным).

Помпаж – сложное и многообразное явление. Оно может возникнуть и при дросселировании сети. Рабочий режим сети описывается параметрами точки *A* (рисунок 2.4). Отключение потребителей и снижение разбора компримируемого газа путем дросселирования сети приводит к увеличению ее сопротивления. На этом этапе происходит перемещение рабочей точки по характеристике нагнетателя в направлении точки *B*. При высоком темпе снижения потребления газа, т.е. быстром закрытии регулирующих органов, на ниспадающей ветви характеристики компрессора может сформироваться ситуация, когда давление в сети превысит развиваемое компрессором давление. Необходимым дополнительным условием этого является высокая емкость сети. Выше, применив уравнение Клапейрона – Менделеева, было доказано, что в этом случае скорость падения статического давления в трубопроводе может быть незначительной, и сформируется ситуация, когда  $P_c > P_n$ . В таком случае рабочая точка переместится в точку *B* (второй квадрант) и по мере «стравливания» будет стремиться в сторону точки *Г*. По причине падения статического давления сети и малой скорости движения газа сопротивление трубопровода станет незначительным, вследствие чего рабочая точка мигрирует в положение *Д*. Постепенно статическое давление увеличится и противодействие сети будет расти, поэтому рабочая точка будет вновь перемещаться в сторону точки *B*. Процесс будет циклически повторяться в случае, если технологическое возбуждение сети к этому моменту не будет снят [16].

Помпаж в разных условиях проявляется с различной интенсивностью. Это могут быть либо едва заметные изменения производительности, подачи и мощности, либо значительные резкие изменения, опасные для компрессорной установки, для системы трубопроводов и контактирующих с ними установок и агрегатов. В случае формирования автоколебательного

процесса последствия помпажа могут усилить резонансные явления. Известны случаи разрушения машин и трубопроводов.

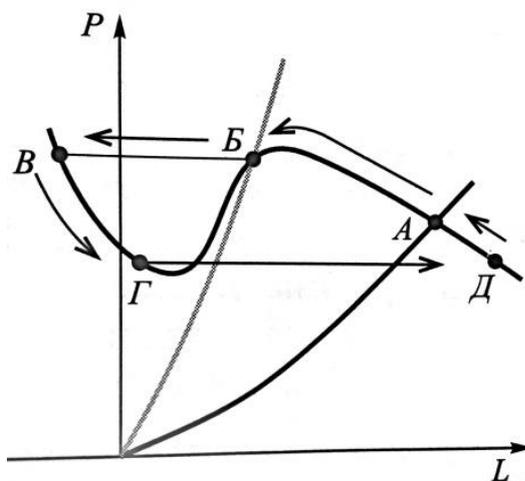


Рисунок 2.4 – Процесс формирования помпажа

Итак, под помпажем следует понимать неустойчивый режим работы компрессора, когда происходят резкие колебания давления (напора) и расхода компримируемого газа [16].

Помпажные явления возникают в компрессорах кинетического сжатия (центробежные и осевые). При помпаже резко ухудшается газодинамика проточной части компрессора, как результат он будет не в состоянии развивать требуемый напор, но при этом, давление за ним ненадолго останется высоким. Следствием этого будет обратный проброс газа. Давление за нагнетателем упадет, он будет вновь развивать напор, однако при отсутствии расхода давление резко уменьшится, и ситуация повторится. При помпаже вся конструкция испытывает большие динамические нагрузки, в большинстве случаев приводящие к ее разрушению.

### **2.3 Граница помпажа. Помпажный запас. Антипомпажная защита компрессоров**

Рассмотренные выше сведения показывают, что помпажные явления и неустойчивые режимы работы формируются при непостоянной характеристике компрессора в случае присутствия в графическом изображении экстремумов и точек перегиба.

На стадии разработки компрессоров предупредить помпаж можно по средствам такого профилирования проточных каналов, предотвращающих появление экстремумов и точек перегиба в характеристике, а при наличии восходящей ветви она имела бы наименьший уклон. В целях предупреждения помпажа идеальный характер изменения зависимости  $p = f(L)$  – наличие исключительно нисходящей ветви характеристики.

В качестве организационной меры предупреждения помпажа в отдельных случаях «опасная» часть характеристики нагнетателя в каталогах не представляется. В остальных случаях точки начала автоколебательных процессов на характеристиках, представленных для различных чисел оборотов, в совокупности представляют линию, называемую границей помпажа [34].

Работа компрессора в режиме помпажа сопровождается характерными «хлопками», элементы конструкции, в особенности ротор, испытывают знакопеременные нагрузки; усиливается шум. При помпаже резко возрастает вероятность аварии.

Границы помпажа можно определить экспериментально в процессе испытаний. В процессе регулирования подачи выход за границы помпажа недопустим. Чтобы избежать подобной ситуации, производители центробежных компрессоров определяют их диапазон регулирования в пределах 75–100% от номинальной производительности [21].

Чтобы предотвратить возникновение помпажа, применяются специальные противопомпажные устройства. К примеру, клапана, которые настроены на перепуск газа из нагнетания во всасывающий трубопровод нагнетателя при снижении производительности до границы помпажа. В некоторых случаях прибегают к сбросу компримируемого газа в атмосферу. Для определения приближения рабочей точки к границе помпажа осуществляется контроль расхода газа или уровень давления в трубопроводе.

Газодинамическая устойчивость работы компрессора, как правило, оценивается положением рабочей точки относительно границы помпажа.

Правее линии границы помпажа на определенном расстоянии, характеризующем помпажный запас, находится линия регулирования – линия, относительно которой рабочая точка не должна уходить влево.

Задача антипомпажной защиты и регулирования – поддерживать помпажный запас на определенном уровне, обнаруживать приближение рабочей точки к линии помпажа и выводить компрессор из зоны помпажа. Помпажный запас поддерживается на заданном уровне путем оперативного полного или частичного открытия АПК при нахождении рабочей точки на линии регулирования или при стремительном приближении к ней. Следует отметить, что рабочая точка удерживается на линии регулирования, достигнув ее. Степень открытия АПК определяется контуром управления антипомпажного регулирования [37].

Итак, суть антипомпажного регулирования сводится к управлению и контролю над перемещением рабочей точки системы по отношению к линии границы помпажа. Таким образом, необходимо рассмотреть существующие способы управления работой компрессоров.

#### **2.4 Способы управления работой нагнетателей. Способы воздействия на сеть и нагнетатель.**

Во время разработки газовых или гидравлических систем характеристики нагнетателя или группы нагнетателей подбирают исходя из максимальных значений объема перекачиваемой среды. В реальных условиях работы в большинстве случаев по технологическим или иным показаниям необходимо осуществлять непрерывное управление параметрами системы. По этой причине требуется изменение рабочих параметров компрессора и (или) сети и обеспечение требуемого значения регулируемого параметра.

Управление – совокупность действий, выбранных на основании определенной информации и направленных на поддержание на заданном уровне или изменение в соответствии с целевой функцией параметров работы установки или системы в целом. Совокупность управляющих

воздействий при изменении режима работы газодинамической системы определяется исходя из анализа ее характеристик. Например, для поддержания рабочих параметров системы, а именно давления и расхода газа, на заданном уровне прибегают к возможным воздействиям, как на характеристику нагнетателя, так и характеристику сети. Управление осуществляется в ручном и автоматическом режимах.

Термин «регулирование» (от нем. *regulieren* – регулировать; от лат. *regula* – норма, правило) применяется, когда речь заходит о поддержании определенного значения или изменении в заданных пределах физической величины, которая является параметром работы установки. Частью автоматического управления является автоматическое регулирование. Регулирование того или иного параметра подразумевает постоянное наблюдение, измерение его величины с последующим анализом соответствия заданному значению. В случае необходимости производится формирование и реализация воздействия, называемого регулирующим, которое прямым или косвенным образом приводит регулируемый параметр к «норме».

При управлении рабочим режимом или регулировании нужных параметров установки предполагается реализация воздействий без остановки газодинамической системы или ее составных частей. Кардинальным способом изменения режима работы системы является замена передачи, привода или даже компрессора. Подобные шаги можно назвать реконструкцией, помогающей адаптироваться к новым условиям и т.п. Эти действия осуществляются периодически при изменении рабочих характеристик системы, после чего эксплуатация в новом режиме длится продолжительный промежуток времени. Примером является сезонное изменение производительности систем охлаждения воздуха [3].

При регулировании в системе нагнетатель – сеть необходимо учитывать характерные черты всех элементов данной системы. Разнообразие характеристик компрессоров приводит к необходимости использования разного рода воздействий.

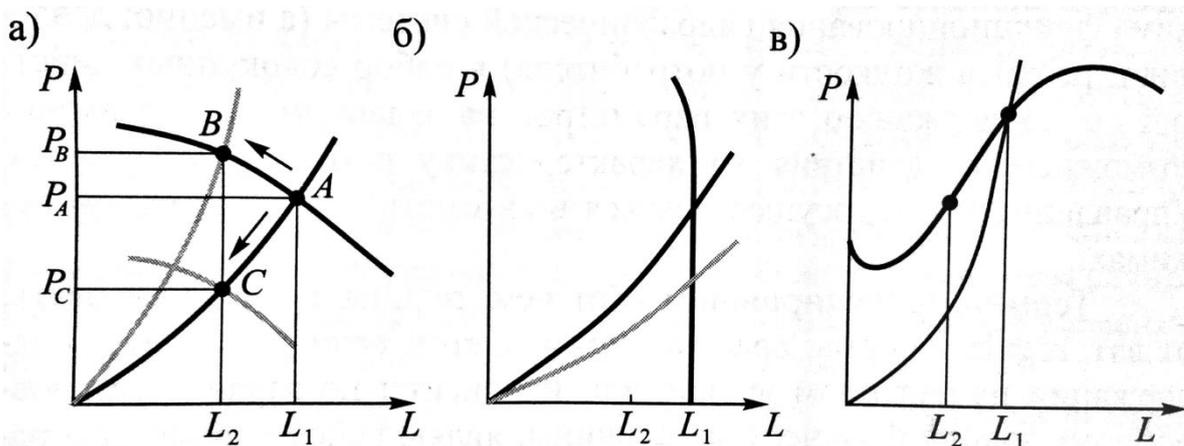


Рисунок 2.5 – Характеристики системы в координатах  $P - L$

Допустим, что согласно с задачей регулирования расход газа в трубопроводе нужно сократить с  $L_1$  до  $L_2$ . В системе нагнетатель – сеть (рисунок 2.5) это реализуется двумя способами:

- 1) регулирование параметров сети путем увеличения ее сопротивления. Тогда рабочая точка мигрирует по характеристике компрессора в положение «В»;
- 2) изменение параметров нагнетателя. В данном случае характеристика сети остается неизменной, меняется характеристика нагнетателя. При этом рабочая точка будет стремиться по характеристике сети в положение «С».

В существующей научно-технической терминологии 1 способ традиционно называется количественным, а способ 2 – качественным.

Как показывает практика, регулирующие воздействия на компрессор в большинстве случаев оказываются более выгодными с экономической точки зрения, нежели воздействия на сеть.

У нагнетателей постоянной производительности (рисунок 2.5, б), подача которых практически не зависит от сопротивления сети, управляющее воздействие реализуется, как правило, путем воздействия на компрессор. В некоторых случаях применяются способы воздействия на сеть, например, дросселирование на всасывании компрессора.

У некоторых типов нагнетателей, обладающих сложной характеристикой, рост сопротивления сети ведет к снижению развиваемого давления (рисунок 2,5, в). Рост развиваемого давления или его падение,

связанное с изменением характеристики сети, не всегда согласовывается с требованиями технологического процесса и может привести к неустойчивым режимам работы.

Количество существующих способов для изменения сопротивления сети ограничено и характеризуется только местом установки регулирующего органа. Он может располагаться непосредственно после компрессора, до компрессора или на обводной линии (байпасе). Отметим, что изменять сопротивление сети можно дросселированием ее на магистральных трубопроводах и ответвлениях от них. Для целей изменения сопротивления сети существует большое разнообразие регулирующих органов: задвижки, краны, вентили, поворотные заслонки, шиберы и т.д.

Следует подчеркнуть, что любые воздействия на сеть позволяют снизить только расход газа в ней.

#### **2.4.1 Регулирование дросселированием на нагнетании**

Регулирование технологического процесса в этом случае осуществляется путем установки регулирующей арматуры (дроссельного устройства) на нагнетающем трубопроводе. Данный метод воздействия на сеть находит широкое применение в практике. С помощью графика, который представлен на рисунке 2.5, а, можно оценивать количественные и качественные результаты дросселирования на нагнетании. Вид характеристики компрессора оказывает весомое влияние на процесс. Регулирование дросселированием на нагнетании при эксплуатации компрессоров постоянной производительности не приводит к ожидаемому результату (рисунок 2.5, б).

Повышение сопротивления сети влечет за собой перемещение рабочей точки из положения «А» в положение «В». При этом ограничивается диапазон регулирования в связи с вероятностью возникновения помпажа.

Изменение характеристики нагнетателя не приводит к каким-либо дополнительным затратам на перемещение среды в сети. Однако,

необходимы дополнительные разовые вложения средств на приобретение и установку устройств, которые будут изменять характеристику компрессора. Некоторые из этих устройств также оказывают влияние и на сеть.

Для рассматриваемого способа регулирования характерны высокие энергетические затраты. Процесс дросселирования связан с ростом расхода энергии привода, которая расходуется на преодоление сопротивления сети и на преодоление внутреннего сопротивления компрессора. Чем глубже процесс дросселирования – тем больше непроизводительные затраты мощности [13].

#### **2.4.2 Регулирование дросселированием на всасывании**

Данный способ регулирования имеет свои отличия от дросселирования на нагнетании. В данном случае давление, развиваемое центробежным компрессором, пропорционально плотности компримируемого газа.

Поскольку данный процесс сопровождается снижением статического давления на входе в компрессор, следовательно, снижается плотность поступающего к рабочему колесу газа. Из этого можем сделать вывод, что будет падать развиваемое компрессором давление и уменьшаться непроизводительные потери на регулирующем органе. По этой причине дросселирование на всасывании является экономически более выгодным, чем дросселирование на нагнетании.

#### **2.4.3 Байпасирование**

Байпасирование – это процесс регулирования режима работы центробежного компрессора путем перепуска газа из области нагнетания в область всасывания. Способ заключается в подключении участка параллельно основной сети, сопротивление которого оценивается наложением графических построений (рисунок 2.6). Положение точки «А» определяет режим совместной работы компрессорной установки и сети при

закрытом байпасе. Расход в сети соответствует  $L_a$ . Открытие регулирующего органа байпаса означает, что параллельно основной сети подключается участок с характеристикой  $P_b$ . В результате получим характеристику «сеть+байпас», которая определяется по рассмотренной выше методике и представлена линией  $P_{b+c}$ . Параметры совместной работы системы «сеть+байпас» будут определяться положением точки «B». Это дает увеличение производительности компрессора до значения  $L_{b+c}$  при падении подачи в сеть до  $L_c$  ( $L_c < L_a$ ). Расход газа через байпас равен  $L_b$ . Данные выводы сделаны из предположения, что участки сети, параллельные байпасу (участок  $a-b$ ), имеют пренебрежимо малое сопротивление. Если этот участок будет обладать значительным сопротивлением, то сеть следует рассматривать в виде последовательного соединения участка  $a-b$  и «остальных» участков сети. В этом случае байпас рассматривается как участок, параллельно подключенный к «остальным» трубопроводам, и нахождение общего сопротивления сети должно осуществляться по схеме [12]:

$$P_{c+b} = ((P_c - P_{a-b}) + P_b) + P_{a-b}. \quad (2.2)$$

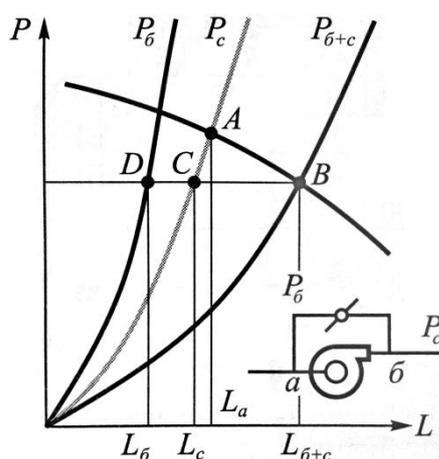


Рисунок 2.6 – Последствия применения байпаса

С увеличением производительности центробежного компрессора закономерно увеличивается потребляемая мощность. Открытие байпаса ведет к дополнительным потерям мощности. В этом случае они превышают

потери при применении дросселирования. Для байпасирования характерна простота реализации способа при самых больших затратах с энергетической точки зрения. Для уменьшения подачи компримируемого газа потребителю достаточно открыть перепускной регулирующий орган, который соединяет область нагнетания и всасывания. В этом случае общая производительность компрессора будет возрастать при одновременном уменьшении подачи сжимаемого газа в сеть.

Метод байпасирования находит широкое применение в практике ввиду простоты реализации и возможности изменять производительность в широком диапазоне. Однако при длительном открытии байпаса за счет поступления горячих газов из нагнетательной полости в область всасывания может существенно повыситься температура нагнетателя. Повышение температуры является характерной особенностью работы компрессора с открытым байпасом. Но следует отметить, что при малых развиваемых давлениях компрессора меньше и «температурный» эффект открытия байпаса.

Применение байпаса для целей регулирования работы радиальных нагнетателей следует отнести к самому затратному из имеющихся способов воздействия на сеть.

Стоит отметить, что качественный способ регулирования работы нагнетателя непригоден для целей антипомпажного регулирования в силу высоких требований к скорости управления для защиты компрессора от помпажа.

## **2.5 Современные способы регулирования центробежных компрессоров**

### **2.5.1 Регулирование ЦК**

Характеристики компрессора должны обеспечивать устойчивую (без помпажа) работу в широком диапазоне режимов по производительности. Если нет особых требований потребителей, достаточным следует считать выполнение условия:

$$V_{min} \leq (0,75 \dots 0,8) \cdot V_{ном},$$

где  $V_{min}$  – минимальная производительность;

$V_{ном}$  – номинальная производительность компрессора.

Самый простой способ регулирования ЦК осуществляется с помощью дросселирования на всасывании. Дроссельный орган показан на рисунке 2.7. При дросселировании на всасывании начало помпажа сдвигается влево – в сторону малых производительностей.

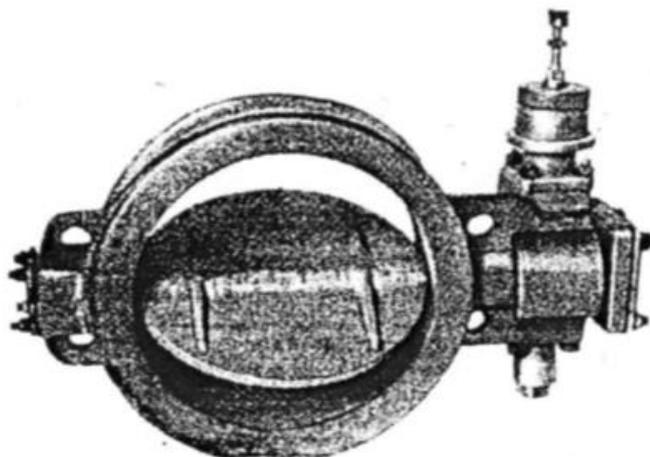


Рисунок 2.7 – Дроссельный орган

На рисунке 2.8 показаны безразмерные суммарная и дроссельные характеристики компрессора 32ВЦ-100/9 [45].

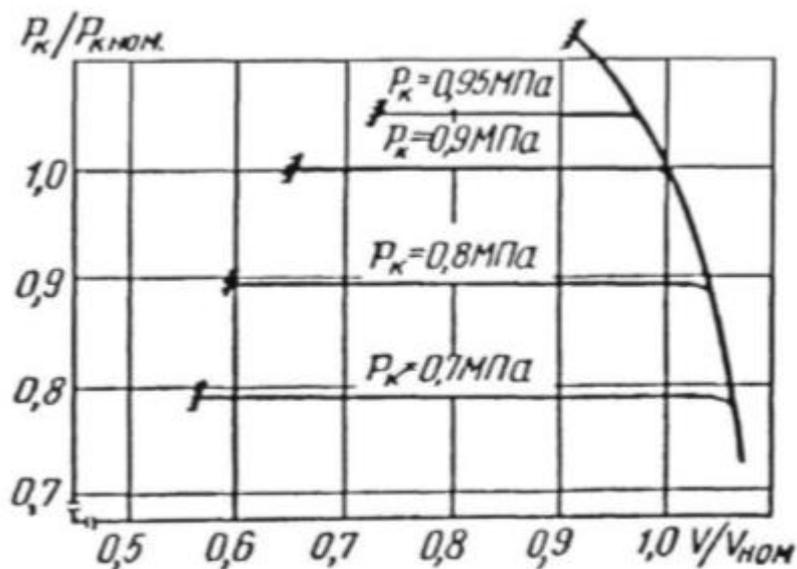


Рисунок 2.8 – Безразмерные суммарная и дроссельные характеристики

Дроссельные характеристики компрессора получены при регулировании на условие  $P_k = const$  для давлений  $P_k = 0,7; 0,8; 0,9; 0,95$  МПа.

Специальный задатчик, который связан с исполнительным органом (дроссельной заслонкой), осуществляет поддержание постоянного давления компрессора. При этом, когда расход больше предпомпажного, работает дроссельная заслонка, а при меньших – антипомпажный клапан на линии сброса.

Регулирование изменением характеристики сети, осуществляемое дросселированием на всасывании и байпасированием, является хоть и наиболее простым, но крайне неэффективным способом, который ведет к значительному перерасходу энергии.

Большинство компаний, выпускающих центробежные нагнетатели, устанавливают входной регулирующий аппарат (ВРА) (рисунок 2.9) с лопатками осевого типа перед первой ступенью ЦК.

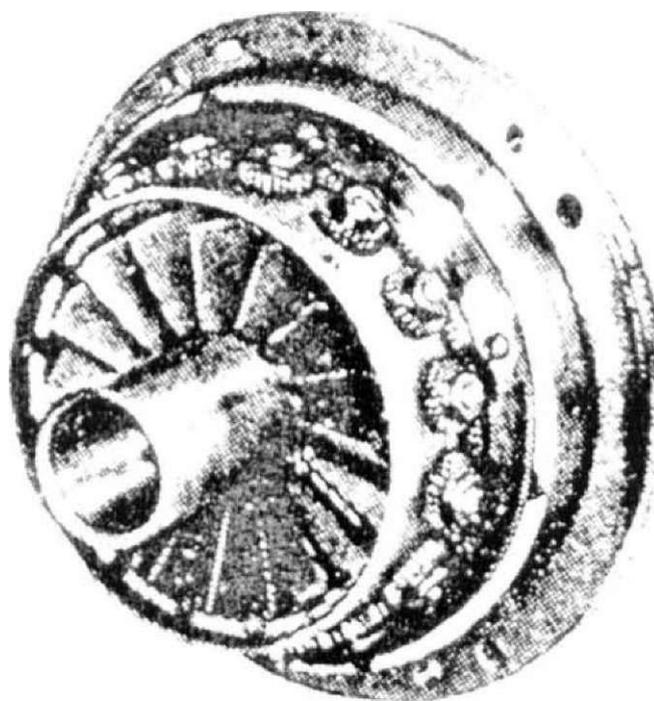


Рисунок 2.9 – Входной регулирующий аппарат с осевыми лопатками

Не менее эффективным способом регулирования параметров ЦК является поворот лопаток диффузора. Лопатки, которые установлены с возможностью поворота, при помощи рычагов связаны с приводным

механизмом (рисунок 2.10) [39]. Когда нагнетателей работает на нерасчетном режиме автоматически изменяется положение лопаток в соответствии с изменением направления потока рабочей среды перед диффузором. Повысить эффективность при регулировании лопаточным диффузором можно, если учесть особенности патента РФ №23088 [44].

Для достижения максимального КПД нагнетателя во всем диапазоне рабочих производительностей необходимо совместное регулирование входным регулирующим аппаратом и лопаточным диффузором. Такое комбинирование способов позволяет повысить КПД на 2–6 % в сравнении со ступенью, снабженной только ВРА [27]. Следовательно, при регулировании важно согласовать положение лопаток ВРА и диффузора согласно требуемым рабочим характеристикам.

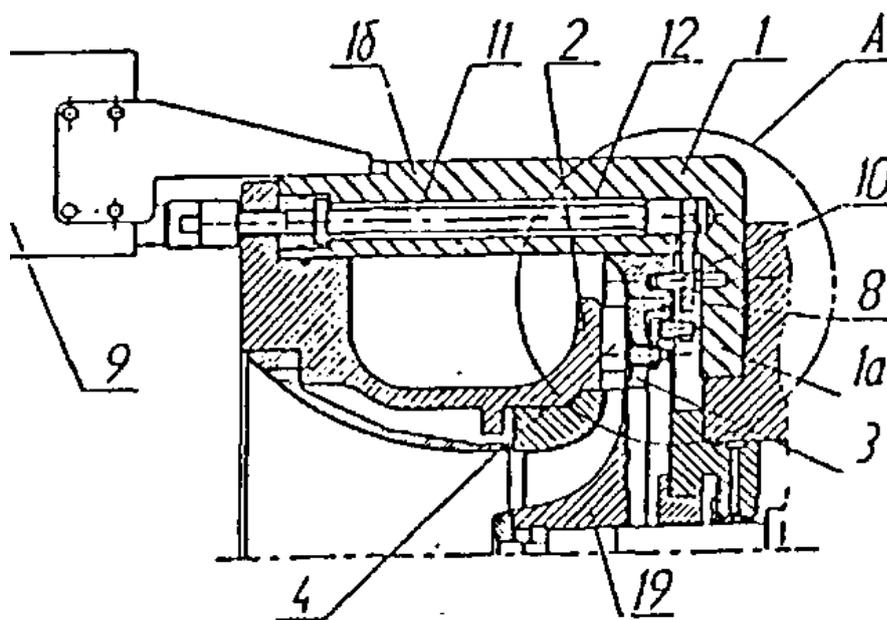


Рисунок 2.10 – Регулируемый диффузор центробежного компрессора: 1 - корпус; 1 а - торцевая стенка корпуса 1; 1 б - обечайка корпуса; 2 - диафрагма; 3 - стенка диффузора; 4 - лопатки; 8 - приводной рычаг; 9 - привод; 10 - неподвижная ось; 11 - приводной вал; 12 - отверстие; 19 - рабочее колесо

### 2.5.2 Способы регулирования центробежных компрессоров

Необходимость регулирования нагнетателей появилась одновременно с первым нагнетателем, который был поставлен заказчику. Это связано с тем,

что действительные характеристики компрессора и сети отличаются от проектных и для получения требуемых параметров на выходе компрессора необходимо их согласовать. Следует отметить, что больше 50% времени компрессоры работают на нерасчетных режимах [7] и, несмотря на высокую аэродинамическую эффективность современных ЦК на данных режимах (в пределах 83...89%), эффективность существенно снижается. На нерасчетных режимах эффективность работы нагнетателя зависит от множества факторов, однако наибольшее влияние оказывает выбранный способ регулирования.

Как известно, регулирование выходных параметров газа может осуществляться изменением как характеристики нагнетателя, так и сети. К наиболее известным способам регулирования относятся [46]:

1. Изменение частоты вращения ротора, а как следствие, окружной скорости рабочего колеса;
2. Дросселирование на всасывании или нагнетании;
3. Изменение угла установки лопаток ВНА;
4. Изменение угла установки лопаток ЛД;
5. Перепуск (байпасирование) части сжатого газа во всасывающий патрубок или в атмосферу;
6. Отключение ступеней или переключение потоков газа.

В дальнейшем способы регулирования ЦК дополнились газодинамическими способами.

Довольно подробно представлены классификации различных способов регулирования в работах Довженко В.И., Бондаренко Г.А. [7] и Шишкина В.М. Тем не менее, в данных источниках не в полном объеме рассмотрены комбинированные способы регулирования.

### **2.5.3 Регулирование изменением характеристики сети**

Характеристику сети можно изменить по средствам дросселирования газа на линии нагнетания (рисунок 2.11, а), дросселированием на линии всасывания (рисунок 2.11, б), байпасированием газа и комбинацией этих

способов. Среди данных способов самым неэкономичным является байпасирование, поскольку часть сжатого газа  $\Delta = V_2 - V_1$  перепускается из нагнетательного трубопровода во всасывающий. Следует отметить, что процесс перепуска сопровождается рассеиванием энергии в виде тепла. Решить эту проблему можно установкой газоохладителя, в результате это позволит подавать в сеть любой объем газа от номинального до нуля [22].

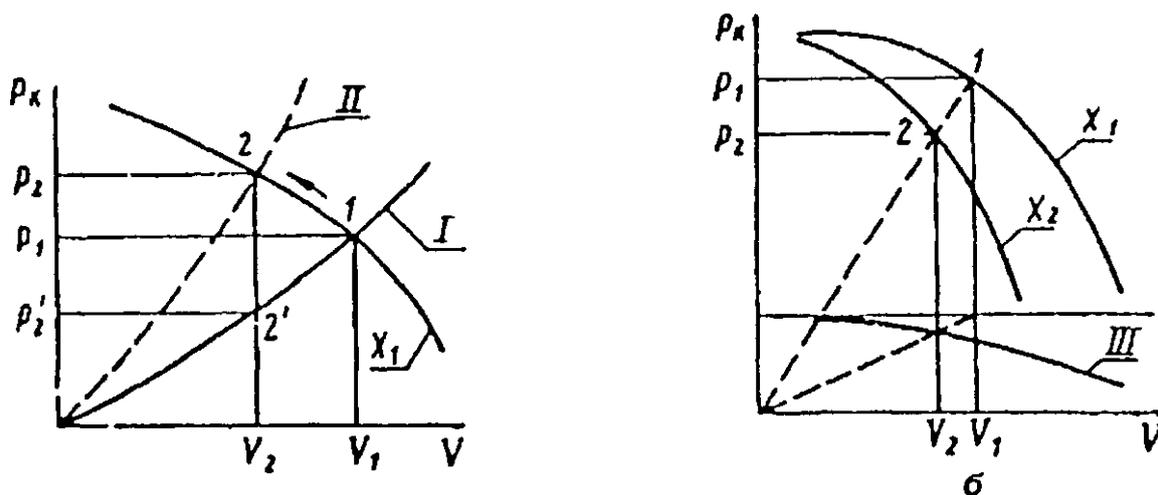


Рисунок 2.11 – Регулирование режима работы компрессорных установок дросселированием на нагнетании (а) и на всасывании (б), где  $p$  и  $V$  – конечное давление и объемный расход компрессора:  $I$  – характеристика сети;  $II$  – характеристика сети при дросселировании на нагнетании;  $III$  – характеристика дроссельного устройства;  $X_1$  – исходная характеристика компрессора;  $X_2$  – характеристика компрессора после регулирования;  $1$  – исходная рабочая точка компрессора;  $2$  – рабочая точка компрессора после регулирования

Следующими по экономичности идут способы дросселирования на всасывающем и нагнетательном трубопроводах [22]. В действительности практическое применение находят комбинированные способы изменения характеристик сети, которые включают и дросселирование и байпасирование [7]. Как правило, начало регулирования сопровождается дросселированием на всасывании, а при приближении рабочей точки к линии границы помпажа дроссельная заслонка останавливается и происходит открытие байпасного клапана. Скорость открытия байпасного клапана зависит от скорости приближения рабочей точки компрессора к линии регулирования. На

рисунке 2.12 представлена зависимость удельной мощности от относительного расхода газа в сети, которая позволяет нам оценить экономичность различных способов регулирования при воздействии на сеть [7].

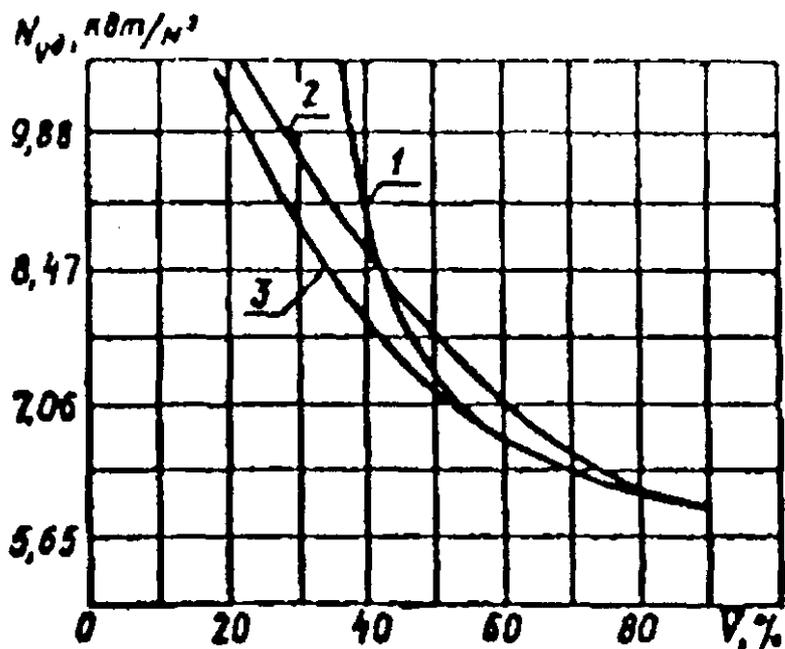


Рисунок 2.12 – Зависимость удельной мощности от относительного объемного расхода в сети при трех способах регулирования воздушной центробежной компрессорной установки общего назначения: 1 – дросселирование-перепуск; 2 – двухпозиционный; 3 – комбинация первого и второго способов

#### 2.5.4 Регулирование параллельным или последовательным подключением нескольких потоков или компрессоров

Данный способ реализуется путем последовательного или параллельного подключения нескольких компрессоров или потоков в одну сеть. Этот способ не находит большого применения, поскольку многопоточных компрессоров практически не производят. Повышение производительности достигается либо параллельным подключением нескольких компрессоров, либо их укрупнением. При параллельном

подключении ЦК регулирование осуществляется с кратностью номинальной производительности используемого компрессора.

### **2.5.5 Регулирование изменением характеристики компрессора**

Изменение характеристики компрессора позволяет производить регулирование режима работы в наиболее широком диапазоне.

**Регулирование характеристики изменением геометрии проточной части** дает весьма широкий выбор способов реализации.

*Регулирование изменением площади проходных сечений проточной части.* Этот способ применяется, главным образом, чтобы поддерживать постоянный угол натекания газа на входе в лопаточные решетки. Следует отметить, что впервые этот принцип внедрен заводом «Эрликон» (Цюрих, Швейцария) для регулирования расхода ЦК по средствам установки регулирующего кольца на входе рабочего колеса. За счет осевого перемещения этого кольца изменяется величина проходного сечения (рисунок 2.13, а). В результате высота лопаток рабочего колеса изменяется, как будто становится меньше. При перемещении кольца к диску рабочего колеса образуется щель, минимальная величина которой определяется условиями безопасной эксплуатации компрессора. Данный способ позволяет снизить производительность компрессора до нескольких процентов от номинального без наступления помпажных явлений.

Такой же эффект достигается при использовании передвигного диска (рисунок 2.13, б) [7]. Разница лишь в том, что в первом случае поток газа проходит между кольцом и основным диском колеса, а в случае применения диска – между ним и покрывным диском колеса.

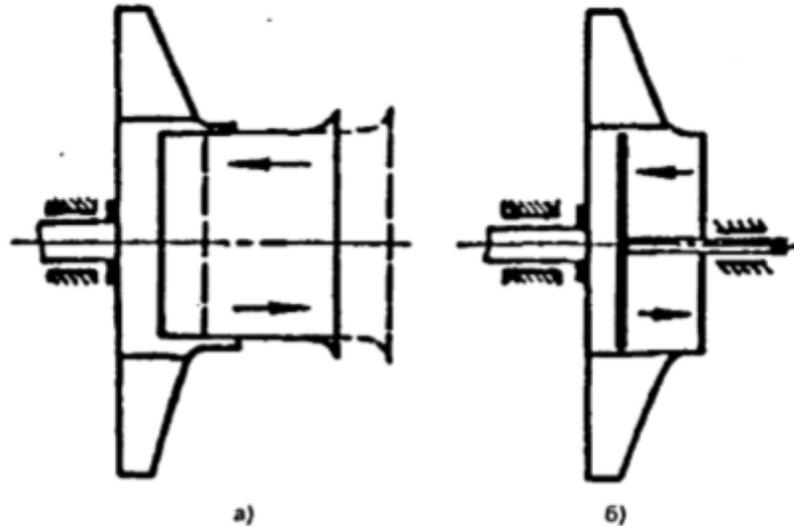


Рисунок 2.13 – Схемы регулирующих устройств: а – с подвижным цилиндрическим кольцом; б – с передвижным диском

Чтобы определить преимущество того или иного устройства, необходимо проведение экспериментов.

Еще одним способом изменения геометрии проточной части является установка ирисовой многолепестковой диафрагмы на входе в рабочее колесо (рисунок 2.14), которая при расходах, меньших расчетных, также способствует безударному натеканию на лопаточную решетку [21]. Место установки диафрагмы не влияет на экономичность компрессора, однако, график зависимости максимального КПД от производительности (рисунок 2.15) при установке диафрагмы перед колесом имеет более пологий наклон, а также обеспечивает увеличение глубины регулирования с большей экономичностью и более широким диапазоном регулирования по расходу. В этом случае экономичность регулирования сопоставима с применением входного регулирующего аппарата при большем диапазоне регулирования [7].

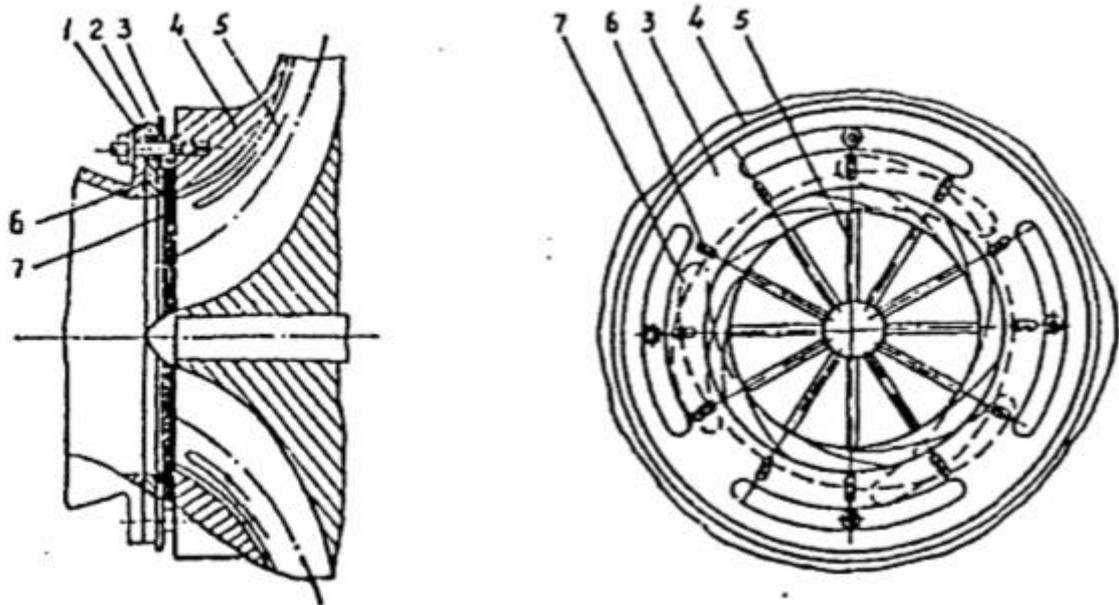


Рисунок 2.14 – Схема устройства и установки ирисовой диафрагмы для регулирования производительности центробежного нагнетателя; 1 - входное устройство; 2 - неподвижный диск; 3 - подвижный диск; 4 - корпус нагнетателя; 5 - рабочее колесо нагнетателя; 6 - штифт лепестка; 7 - лепесток ирисовой диафрагмы

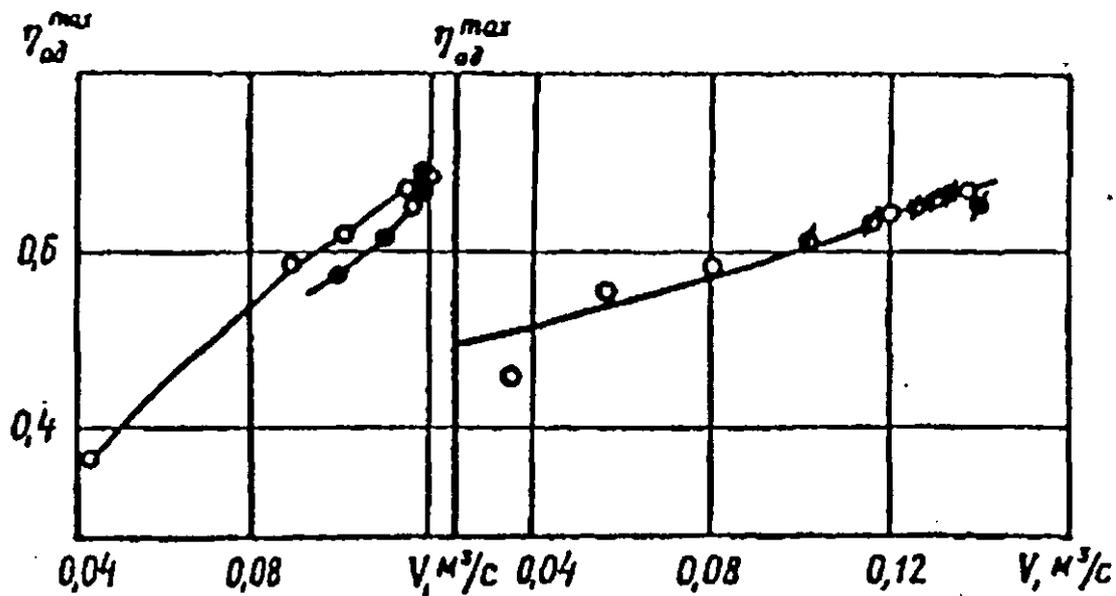


Рисунок 2.15 – Сравнение экономичности различных способов регулирования центробежного нагнетателя;  $\circ$  – диафрагма перед рабочим колесом;  $\bullet$  – диафрагма на всасывающем трубопроводе;  $\emptyset$  – регулирование ВРА осевого типа

**Регулирование с поворотными лопатками ВНА.** На сегодняшний день для регулирования характеристик ЦК путем изменения геометрии проточной части широкое применение находят входные направляющие

аппараты с поворотными лопатками. Лопатки ВНА закручивают поток газа перед рабочим колесом. Свое применение поворотные лопатки нашли еще в четырехступенчатой воздуходувке фирмы Алис-Чалмерс (рисунок 2.16).

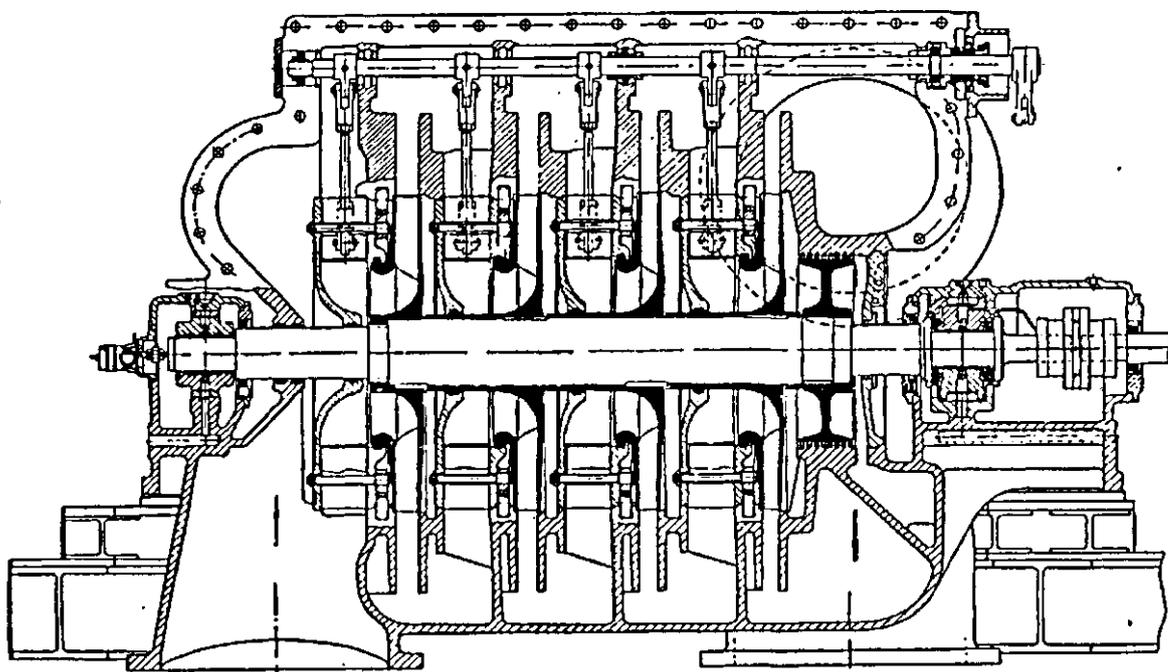


Рисунок 2.16 – Четырехступенчатая воздуходувка фирмы «Алис-Чалмерс» с направляющими лопатками на каждой ступени

Поворотом лопаток достигается снижение расхода с увеличением диапазона рабочих режимов. При изменении угла установки радиальных лопаток перед каждой ступенью изменяется закрутка потока газа и происходит частичное дросселирование газа, что приводит к изменению характеристики компрессора.

В результате регулирования потока газа наблюдается снижение КПД. Если обеспечить постоянство давления, равного 100%, то поворот лопаток приведет к уменьшению производительности компрессора до 35% от номинального. Одновременно с этим происходит снижение затрачиваемой энергии до 50%, а это гораздо эффективнее простого дросселирования.

Исследования показали, что существенное влияние на регулирование производительности помимо закрутки оказывает дроссельный эффект лопаток ВНА. Закрутка потока влечет за собой изменение характеристики

ступени, перед которой установлен входной направляющий аппарат. При этом практически не оказывается влияние на характеристики ступеней, которые расположены после регулируемой или работают последовательно. Следовательно, данный способ эффективен для одноступенчатого нагнетателя. В случае многоступенчатых компрессоров предлагается установка ВНА перед каждой ступенью для достижения наилучшего эффекта.

***Регулирование поворотом лопаток диффузора.*** Помимо лопаток ВНА сильное влияние на характеристику ЦК оказывает поворот лопаток диффузора [43].

Данный способ регулирования известен давно. Еще в 1875 г. Рейнольдс использовал поворотные лопатки при проектировании насоса. Однако для ЦК подобная система регулирования была спроектирована и запатентована фирмой Броун-Бовери [46]. Более 55% дутьевых воздуходувок этой фирмы оборудовались диффузорами с поворотными лопатками, механизм поворота которых был разработан не только для одноступенчатых, но и для многоступенчатых нагнетателей. При повороте лопаток диффузора и уменьшении проходного сечения до 22% граница помпажа нагнетателя по производительности смещается до 17% от номинала. Также заметен выигрыш в КПД при регулировании на нерасчетных режимах в сравнении с сбросом воздуха в атмосферу. Экспериментально доказано, что при повороте лопаток диффузора частично перемещается напорная характеристика ступени в сторону увеличения производительности и в значительной мере в область меньших объемных производительностей.

Установка ЛД с поворотными лопатками между рабочим колесом и спиральной камерой приводит к улучшению организации потока, уменьшению обратного влияния камеры на поток при работе на нерасчетных режимах и обеспечивает гораздо более равномерное поле давлений за рабочим колесом. К недостаткам ЛД можно отнести вибрации лопаток,

вызванные не жесткостью их крепления и наличия зазоров в механизме поворота.

### **2.5.6 Комбинированные способы регулирования**

В настоящее время, чтобы обеспечить требования заказчика, будет недостаточным использование какого-то одного способа регулирования. По этой причине прибегают к различным сочетаниям типов регулирования.

***Регулирование одновременным поворотом лопаток входного направляющего аппарата и диффузора.*** Для получения максимальной эффективности и экономичности данного способа необходимо согласованное положение лопаток с направлением обтекаемого их потока газа. Комбинирование этих способов позволяет получить довольно широкое поле рабочих точек при относительно высоком КПД ступени в результате изменения угла установки входных кромок диффузора и закрутки потока перед колесом. Регулирование работы нагнетателя с помощью ВНА и ЛД приводит к увеличению диапазона работы нагнетателя в три раза без видимого снижения КПД и создаваемого давления.

Различные исследования показали, что для получения максимального значения КПД и достаточной глубины регулирования производительности, необходимо применение трех наиболее эффективных способов: поворот лопаток ВНА, лопаточного диффузора и снижение частоты вращения ротора. В результате можно получить наибольшую глубину регулирования производительности компрессора, а также повышение КПД на 5-15%.

***Регулирование одновременным поворотом лопаток входного направляющего аппарата и изменением частоты вращения ротора.*** Эта комбинация типов регулирования способствует оптимизации работы компрессора, однако, затраты энергии снижаются всего лишь на 0,5...1% в сравнении изменения частоты вращения. Поэтому есть возможность отказаться от использования ВРА при наличии электропривода, позволяющего плавно изменять частоту вращения ротора. Но главным

преимуществом применения ВРА является сдвиг границы помпажа за счет расширения диапазона регулирования по производительности в сторону уменьшения.

Применение всевозможных сочетаний способов регулирования позволяет произвести подбор наиболее эффективной комбинации, которая максимально удовлетворит потребности заказчика. Однако, не стоит забывать, что при этом усложняется решение задачи регулирования, поскольку требуется определение характеристик различных элементов и правильное их применение.

### 3. Расчетная часть

#### 3.1 Расчет и построение ГДХ при применении байпасирования

Опытным путем установлено, что большую часть времени нагнетатель работает на переменных по производительности режимах, а на расчетном, который соответствует максимуму КПД – около 15% времени.

Газодинамическая характеристика компрессора – это графическая зависимость энергетических параметров от расходных.

В нашем случае энергетические параметры: мощность, отношение давлений, КПД. Расходные: производительность.

Таблица 3.1 – Исходные данные

Параметр	Обозначение	Единицы измерения	Режим				
			1	2	3	4	5
Частота вращения	$n$	об/мин	9150				
Начальная температура	$T_n$	К	298,15				
Начальное давление	$p_k$	МПа	6,215	5,530	5,077	4,777	4,679
Конечная температура	$T_k$	К	323,3	328,7	334,3	339,6	343,6
Газовая постоянная	$R$	Дж/кг · К	390,3	396,4	400,4	403,2	404,0
Показатель адиабаты	$k$	–	1,356	1,341	1,331	1,326	1,324
Плотность	$\rho$	кг/м <sup>3</sup>	53,41	46,79	42,52	39,74	38,84
Производительность объемная	$Q$	м <sup>3</sup> /мин	163,7	143,9	118,1	91,2	69,5
Мощность на сжатие газа	$N$	МВт	5,5	5,3	4,9	4,1	3,4

Начальные условия, на которые строятся ГДХ:

- температура начальная  $T_n$ ;
- давление конечное  $p_k$ ;
- газовая постоянная  $R$ ;
- показатель адиабаты  $k$ ;
- частота вращения ротора  $n$ .

Расчет и построение ГДХ осуществлен в программном комплексе MathCAD. Все единицы измерения соответствуют системе СИ.

### Исходные данные для расчета и построения ГДХ:

Частота вращения, *об/мин*:

$$n1 := 9150$$

Начальная температура, *K*:

$$T_H := 298.15$$

$$\text{ORIGIN} := 1$$

Конечная температура, *K*:

$$T_K := (323.3 \ 328.7 \ 334.3 \ 339.6 \ 343.6)^T$$

Конечное давление, *Па*:

$$p_K := 7.350 \cdot 10^6$$

Начальное давление, *Па*:

$$p_{H1} := (6.215 \ 5.530 \ 5.077 \ 4.679 \ 4.655)^T \cdot 10^6$$

Объемная производительность, *м³/с*:

$$Q_{H1} := \frac{(163.7 \ 143.9 \ 118.1 \ 91.2 \ 69.5)^T}{60}$$

Мощность на сжатие газа, *Вт*:

$$N_{затр1} := (5.5 \ 5.3 \ 4.9 \ 4.1 \ 3.4)^T \cdot 10^6$$

Для совершенного газа уравнение политропного процесса имеет вид:

$$p \cdot v^n = \frac{p}{\rho^n} = \text{const} \quad (3.1)$$

где  $n$  – показатель политропы, принимаемый либо постоянным для всех элементов проточной части, либо переменным для каждого элемента ступени или для каждой ступени в пределах компрессора;

$v$  – удельный объем,  $\text{м}^3/\text{кг}$ ;

$\rho$  – плотность газа,  $\text{кг}/\text{м}^3$ .

Для любого участка канала (элемента проточной части):

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^n \quad (3.2)$$

При конечном давлении газового компрессорного процесса менее 10 МПа уравнение состояния идеального газа Клайперона обеспечивает на практике приемлемую точность. Используя его, можно преобразовать (3.2) к виду:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (3.3)$$

Отсюда можно выразить показатель политропы сжатия:

$$n = \left( 1 - \frac{\ln \left( \frac{T_2}{T_1} \right)}{\ln \left( \frac{p_2}{p_1} \right)} \right)^{-1} \quad (3.4)$$

Используя начальные параметры, по формуле (3.4) можно найти  $n$ :

$$n = \left( 1 - \frac{\ln \left( \frac{T_K}{T_H} \right)}{\ln \left( \frac{p_K}{p_{H1}} \right)} \right)^{-1} = \begin{pmatrix} 1.934 \\ 1.522 \\ 1.448 \\ 1.405 \\ 1.451 \end{pmatrix}$$

$$\frac{n-1}{n} = \begin{pmatrix} 0.483 \\ 0.343 \\ 0.309 \\ 0.288 \\ 0.311 \end{pmatrix}$$

В общем случае под КПД понимают отношение полезной работы (или мощности) к приведенной (затрачиваемой):

$$\eta = \frac{l_{\text{полез}}}{l_{\text{затр}}} = \frac{N_{\text{полез}}}{N_{\text{затр}}} \quad (3.5)$$

В зависимости от того, что понимается под полезной и затраченной работами, получают различные виды КПД.

Полезная работа при политропном процессе сжатия:

$$l_{\text{полез}} = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.6)$$

Если вместо удельного объема  $v_1$  подставить объемный расход за секунду  $Q_1$  по входу, то получится выражение для полезной мощности:

$$N_{\text{полез}} = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot Q_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (3.7)$$

Таким образом, согласно (3.7), полезная мощность составит:

$$N_{\text{полез}1_i} := \frac{n_i}{n_i-1} \cdot p_{H1_i} \cdot Q_{H1_i} \cdot \left[ \left( \frac{p_K}{p_{H1_i}} \right)^{\frac{n_i-1}{n_i}} - 1 \right]$$

$$N_{\text{полез}1} := \begin{pmatrix} N_{\text{полез}1_1} \\ N_{\text{полез}1_2} \\ N_{\text{полез}1_3} \\ N_{\text{полез}1_4} \\ N_{\text{полез}1_5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2.963 \times 10^6 \\ 3.964 \times 10^6 \\ 3.917 \times 10^6 \\ 3.43 \times 10^6 \\ 2.646 \times 10^6 \end{pmatrix}$$

Следовательно, политропный КПД согласно (3.5):

$$\eta_1 := \frac{N_{\text{полез}1}}{N_{\text{зарп}1}} = \begin{pmatrix} 0.539 \\ 0.748 \\ 0.799 \\ 0.837 \\ 0.778 \end{pmatrix}$$

Степень сжатия:

$$\varepsilon_1 := \frac{p_K}{p_{H1}} = \begin{pmatrix} 1.183 \\ 1.329 \\ 1.448 \\ 1.571 \\ 1.579 \end{pmatrix}$$

Аппроксимация исходных точек полиномом второй степени:

$$\begin{aligned}
 m &:= 2 \\
 A\varepsilon &:= \text{regress}(Q_{H1}, \varepsilon 1, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 1.444 \\ 0.283 \\ -0.139 \end{pmatrix} \\
 AN &:= \text{regress}(Q_{H1}, N_{затр1}, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ -1.593 \times 10^5 \\ 3.783 \times 10^6 \\ -6.262 \times 10^5 \end{pmatrix} \\
 A\eta &:= \text{regress}(Q_{H1}, \eta 1, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 0.1 \\ 0.887 \\ -0.264 \end{pmatrix}
 \end{aligned}$$

Газодинамические характеристики в аналитическом виде:

$$\varepsilon_{9150}(Q_H) := A_6 \cdot Q_H^2 + A_5 \cdot Q_H^1 + A_4 \cdot Q_H^0$$

В операторном виде:

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_{9150}(Q_H) &:= \text{interp}(A\varepsilon, Q_{H1}, \varepsilon 1, Q_H) \\
 N_{9150}(Q_H) &:= \text{interp}(AN, Q_{H1}, N_{затр1}, Q_H) \\
 \eta_{9150}(Q_H) &:= \text{interp}(A\eta, Q_{H1}, \eta 1, Q_H)
 \end{aligned}$$

Таким образом имеются ГДХ компрессора при частоте вращения  $n1 = 9150$  об/мин. Далее требуется перестроить характеристики на иные частоты вращения, большие или меньшие, при неизменном составе газа и начальных параметрах.

### 3.1.1 Пересчет ГДХ

Задача пересчета состоит в том, чтобы для каждой точки исходной характеристики с координатами  $\epsilon_c$  и  $Q_c$  найти соответствующие точки новой характеристики с координатами  $\epsilon_n$  и  $Q_n$ , где режимы подобны.

Объемная подача компрессора определяется по уравнению неразрывности значением абсолютной скорости (радиальной в центробежных компрессорах и осевой в осевых), которая по условию кинематического подобия пропорциональна окружной скорости и, следовательно, частоте вращения. Поэтому при небольших степенях сжатия для пересчета подачи можно пользоваться обычной формулой пропорциональности:

$$Q_n = Q_c \cdot \frac{n_{врн}^3}{n_{врс}^3} \quad (3.8)$$

Пересчет производительности по (3.8) дает тем большую неточность, чем выше степень повышения давления.

Для более строгого соблюдения кинематического подобия, необходимо пользоваться формулой:

$$Q_n = Q_c \cdot \frac{n_{врн}^3}{n_{врс}^3} \cdot \sqrt{\frac{\epsilon_n}{\epsilon_c}} \quad (3.9)$$

Из первого свойства компрессоров известно, что удельная работа сжатия (напор) прямо пропорциональна квадрату числа оборотов ротора, т.е.

$l_k \propto n_{вр}^2$ . Удельная работа на сжатие 1 кг газа:

$$l_k = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left( \epsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (3.10)$$

На этом основании для подобных режимов можно записать в общем виде:

$$\frac{l_{кс}}{l_{кн}} = \left( \frac{n_{врс}}{n_{врн}} \right)^2 = \frac{\frac{n_c}{n_c - 1} \cdot R_c \cdot T_{1c} \cdot \left( \frac{n_c - 1}{n_c} - 1 \right)}{\frac{n_H}{n_H - 1} \cdot R_H \cdot T_{1H} \cdot \left( \frac{n_H - 1}{n_H} - 1 \right)} \quad (3.11)$$

Если меняется только частота вращения ротора  $n_{вр}$  то:

$$n_H = n_c = n \quad R_H = R_c \quad T_{1H} = T_{1c}$$

Тогда:

$$\left( \frac{n_{врс}}{n_{врн}} \right)^2 = \frac{\frac{n_c - 1}{n_c} \cdot \epsilon_c}{\frac{n_H - 1}{n_H} \cdot \epsilon_H} \quad (3.12)$$

Откуда:

$$\epsilon_H^{\frac{n-1}{n}} = \left( \frac{n-1}{n} \cdot \epsilon_c - 1 \right) \cdot \left( \frac{n_{врн}}{n_{врс}} \right)^2 + 1 \quad (3.13)$$

Окончательно формула для расчета измененной степени повышения давления  $\epsilon_H$  при новой частоте вращения  $n_{врн}$ :

$$\epsilon_H = \left[ \left( \frac{n-1}{n} \cdot \epsilon_c - 1 \right) \cdot \left( \frac{n_{врн}}{n_{врс}} \right)^2 + 1 \right]^{\frac{n}{n-1}} \quad (3.14)$$

При допущениях, указанных ранее, и имея в виду, что мощность компрессора пропорциональна плотности газа, пересчет мощности можно вести по приближенной формуле:

$$N_H = \frac{\rho_H}{\rho_c} \cdot \left( \frac{n_{врн}}{n_{врс}} \right)^3 \cdot N_c \quad (3.15)$$

Начальная температура при новых условиях неизменна, следовательно, плотность газа по входу прямо пропорциональна только начальному давлению, поэтому (3.15) можно переписать:

$$N_H = \frac{P_{HH}}{P_{HC}} \cdot \left( \frac{n_{BPH}}{n_{BPC}} \right)^3 \cdot N_C \quad (3.16)$$

где  $P_{HH}$  – начальное давление при новых условиях (частоте вращения  $n_{BPH}$ );  
 $P_{HC}$  – начальное давление при старой частоте вращения ротора  $n_{BPC}$ .

### Пересчет ГДХ на 9450 об/мин

$$n_2 := 9450$$

Степень сжатия согласно (3.14):

$$i := 1..5$$

$$\varepsilon_{2_i} := \left[ \left[ \left( \varepsilon_{1_i} \right)^{\frac{n_i-1}{n_i}} - 1 \right] \cdot \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2 + 1 \right]^{\frac{n_i}{n_i-1}}$$

$$\varepsilon_2 := \begin{pmatrix} \varepsilon_{2_1} \\ \varepsilon_{2_2} \\ \varepsilon_{2_3} \\ \varepsilon_{2_4} \\ \varepsilon_{2_5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1.195 \\ 1.353 \\ 1.482 \\ 1.616 \\ 1.624 \end{pmatrix}$$

Производительность по формуле (3.9):

$$i := 1..5$$

$$Q_{H2_i} := \frac{n_2}{n_1} \cdot Q_{H1_i} \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon_{2_i}}{\varepsilon_{1_i}}}$$

$$Q_{H2} := \begin{pmatrix} Q_{H2_1} \\ Q_{H2_2} \\ Q_{H2_3} \\ Q_{H2_4} \\ Q_{H2_5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2.833 \\ 2.499 \\ 2.057 \\ 1.592 \\ 1.213 \end{pmatrix}$$

Новое начальное давление (при неизменном конечном давлении  $P_K$ ):

$$P_{H2} := \frac{P_K}{\varepsilon_2} = \begin{pmatrix} 6.149 \times 10^6 \\ 5.431 \times 10^6 \\ 4.96 \times 10^6 \\ 4.549 \times 10^6 \\ 4.525 \times 10^6 \end{pmatrix}$$

Мощность, затрачиваемая на сжатие газа при неизменных начальных условиях по формуле (3.16):

$$i := 1..5$$

$$N_{затр2_i} := \frac{P_{H2_i}}{P_{H1_i}} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \cdot N_{затр1_i}$$

$$N_{затр2} := \begin{pmatrix} N_{затр2_1} \\ N_{затр2_2} \\ N_{затр2_3} \\ N_{затр2_4} \\ N_{затр2_5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 5.994 \times 10^6 \\ 5.734 \times 10^6 \\ 5.274 \times 10^6 \\ 4.391 \times 10^6 \\ 3.641 \times 10^6 \end{pmatrix}$$

Полезная мощность по зависимости (3.7):

$$i := 1..5$$

$$N_{полез2_i} := \frac{n_i}{n_i - 1} \cdot P_{H2_i} \cdot Q_{H2_i} \cdot \left[ \left(\varepsilon_2\right)^{\frac{n_i - 1}{n_i}} - 1 \right]$$

$$N_{полез2} := \begin{pmatrix} N_{полез2_1} \\ N_{полез2_2} \\ N_{полез2_3} \\ N_{полез2_4} \\ N_{полез2_5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 3.246 \times 10^6 \\ 4.327 \times 10^6 \\ 4.265 \times 10^6 \\ 3.726 \times 10^6 \\ 2.874 \times 10^6 \end{pmatrix}$$

Пересчет политропного КПД:

$$\eta^2 := \frac{N_{\text{Полез}2}}{N_{\text{затр}2}} = \begin{pmatrix} 0.542 \\ 0.755 \\ 0.809 \\ 0.849 \\ 0.789 \end{pmatrix}$$

Аппроксимация пересчитанных точек:

$$B\varepsilon := \text{regress}(Q_{H2}, \varepsilon^2, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 1.462 \\ 0.315 \\ -0.144 \end{pmatrix}$$

$$\varepsilon_{9450}(Q_H) := \text{interp}(B\varepsilon, Q_{H2}, \varepsilon^2, Q_H)$$

$$BN := \text{regress}(Q_{H2}, N_{\text{затр}2}, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ -1.038 \times 10^5 \\ 3.757 \times 10^6 \\ -5.664 \times 10^5 \end{pmatrix}$$

$$N_{9450}(Q_H) := \text{interp}(BN, Q_{H2}, N_{\text{затр}2}, Q_H)$$

$$B\eta := \text{regress}(Q_{H2}, \eta^2, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 0.081 \\ 0.887 \\ -0.253 \end{pmatrix}$$

$$\eta_{9450}(Q_H) := \text{interp}(B\eta, Q_{H2}, \eta^2, Q_H)$$

Далее по аналогии пересчитываем характеристики для других чисел оборотов.

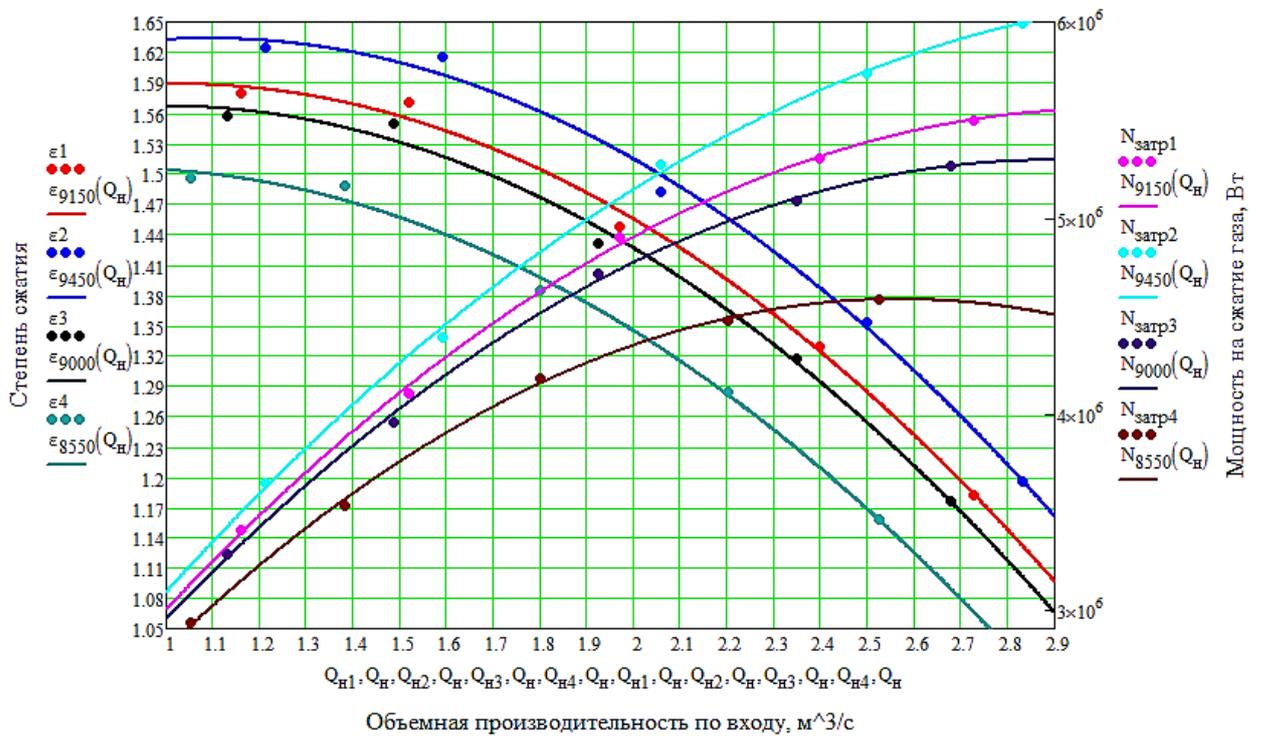


Рисунок 3.1 – ГДХ центробежного компрессора

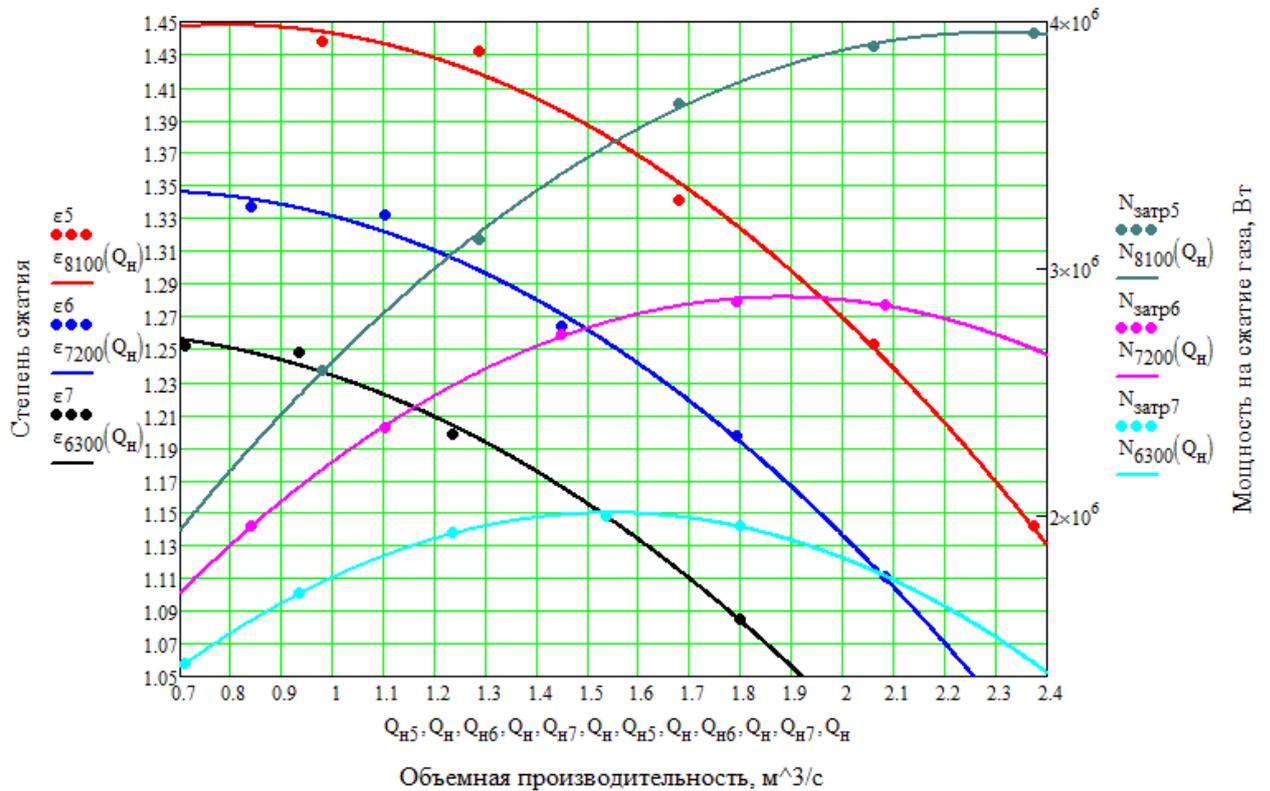


Рисунок 3.2 – ГДХ центробежного компрессора

### 3.1.2 Расчет энергетических затрат при применении байпаса для целей регулирования

При закрытом байпасе параметры режима совместной работы нагнетателя и сети:

$$\begin{aligned} & \text{Given} \\ & Q_{\text{нприбл}} := 2 \\ & \varepsilon_{8550}(Q_{\text{нприбл}}) = \varepsilon_{\text{с}}(Q_{\text{нприбл}}) \\ & Q_{\text{нс}} := \text{Find}(Q_{\text{нприбл}}) = 1.65 \\ & \varepsilon_{8550}(Q_{\text{нс}}) = 1.429 \end{aligned}$$

Потребляемая мощность при работе только на сеть:

$$N_{8550}(Q_{\text{нс}}) = 3.971 \times 10^6$$

Параметры при подключении байпаса к сети:

$$\begin{aligned} & \text{Given} \\ & \varepsilon_{8550}(Q_{\text{нприбл}}) = \varepsilon_{\text{сб}}(Q_{\text{нприбл}}) \\ & Q_{\text{нсб}} := \text{Find}(Q_{\text{нприбл}}) = 2.484 \\ & \varepsilon_{8550}(Q_{\text{нсб}}) = 1.175 \end{aligned}$$

Как видно из расчета, производительность нагнетателя возросла, значит, и возрастет потребляемая мощность:

$$N_{8550}(Q_{\text{нсб}}) = 4.577 \times 10^6$$

При таком режиме снижение подачи в сеть:

$$\begin{aligned} & \text{Given} \\ & Q_{\text{нсбсприбл}} := 1.25 \\ & \varepsilon_{\text{с}}(Q_{\text{нсбсприбл}}) = \varepsilon_{8550}(Q_{\text{нсб}}) \\ & Q_{\text{нсбс}} := \text{Find}(Q_{\text{нсбсприбл}}) = 1.052 \\ & \Delta Q := Q_{\text{нс}} - Q_{\text{нсбс}} = 0.598 \end{aligned}$$

Таким образом, при снижении подачи в сеть возрастает мощность на величину:

$$\Delta N1 := N_{8550}(Q_{\text{нсб}}) - N_{8550}(Q_{\text{нс}}) = 6.063 \times 10^5$$

Удельная теплота сгорания природного газа составляет, Дж/м<sup>3</sup>:

$$l_{\text{пр1}} := 34.02 \cdot 10^6$$

Т.е. 1 м<sup>3</sup> газа при сгорании выделит 34,02 МДж или Вт·ч энергии:

$$l_{\text{пр}} := \frac{l_{\text{пр1}}}{60 \cdot 60} = 9.45 \times 10^3$$

Принимая во внимание КПД ГТУ 30%, энергия 1 м<sup>3</sup> топливного газа в Вт·ч:

$$l_{\text{гтг}} := 0.3 \cdot l_{\text{пр}} = 2.835 \times 10^3$$

Себестоимость добычи природного газа в России сегодня находится на уровне 20\$ за 1000 м<sup>3</sup>. Приблизительная цена за 1 м<sup>3</sup>, руб.:

$$c_{\text{пр}} := 0.66$$

Соответственно, стоимость 1 кВт·ч энергии:

$$c_{\text{э}} := \frac{c_{\text{пр}}}{l_{\text{пр}}} \cdot 10^3 = 0.233$$

ТГ необходимо подготовить, поэтому его себестоимость выше:

$$c_{\text{эТГ}} := \frac{c_{\text{пр}}}{l_{\text{пр}}} \cdot 10^3 \cdot 2 = 0.466$$

Работа нагнетателя в режиме байпасного регулирования в течение 1 часа приведет к дополнительным затратам в руб.:

$$S1 := c_{\text{эТГ}} \cdot \frac{60}{60} \cdot \frac{\Delta N1}{10^3} = 282.28$$

При этом политропный КПД составляет:

$$\eta_{8550}(Q_{\text{нсб}}) = 0.571$$

Для сравнения, при работе компрессора только на сеть при эквивалентной производительности потребляемая мощность:

$$N_{8550}(Q_{\text{нсбс}}) = 2.915 \times 10^6$$

Разница мощностей составит:

$$\Delta N2 := N_{8550}(Q_{\text{нсб}}) - N_{8550}(Q_{\text{нсбс}}) = 1.662 \times 10^6$$

Соответственно экономический эффект в руб. при 1 часа работе нагнетательной установки только на сеть:

$$S2 := c_{\text{эп}} \cdot \frac{60}{60} \cdot \frac{\Delta N2}{10^3} = 773.83$$

Кроме того, эквивалентный режим работы позволяет при той же производительности достигать более высокой степени сжатия, поэтому нагнетатель будет иметь более высокий политропный КПД:

$$\eta_{9450}(Q_{\text{нсбс}}) = 0.734$$

Приведенный расчет показывает, что байпасирование должно применяться как можно меньший интервал времени, поскольку при этом возрастает потребляемая мощность.

При применении противопомпажного клапана становится возможна работа нагнетателя в области с более высоким КПД.

Для оценки эффективности возьмем 2 режима эксплуатации нагнетателя с большим и меньшим помпажным запасом:

$$Q_{p1} := 1.3$$

$$\varepsilon_{8550}(Q_{p1}) = 1.483$$

$$Q_{p2} := 2.2$$

$$\varepsilon_{8550}(Q_{p2}) = 1.282$$

Мощность на сжатие при режиме 1:

$$N_{8550}(Q_{p1}) = 3.415 \times 10^6$$

Политропный КПД при работе компрессора на режиме 1:

$$\eta_{8550}(Q_{p1}) = 0.806$$

При режиме 2:

$$N_{8550}(Q_{p2}) = 4.484 \times 10^6$$

$$\eta_{8550}(Q_{p2}) = 0.701$$

Режим 1 эффективнее чем 2 по потребляемой мощности в:

$$\frac{N_{8550}(Q_{p2})}{N_{8550}(Q_{p1})} = 1.313$$

При этом КПД на режиме 1 выше, чем на режиме 2 на величину:

$$\eta_{8550}(Q_{p1}) - \eta_{8550}(Q_{p2}) = 0.105$$

Экономический эффект при работе в течение суток, руб.:

$$S3 := c_{\text{эпг}} \cdot \frac{60}{60} \cdot 24 \cdot \frac{N_{8550}(Q_{p2}) - N_{8550}(Q_{p1})}{10^3} = 11941.14$$

Экономия при работе в течение года, руб.:

$$S3_{\text{год}} := S3 \cdot 365 = 4358517.78$$

Более экономный режим работы компрессора возможен только при наличии антипомпажного регулятора, поскольку при его отсутствии велика вероятность возникновения аварийной ситуации.

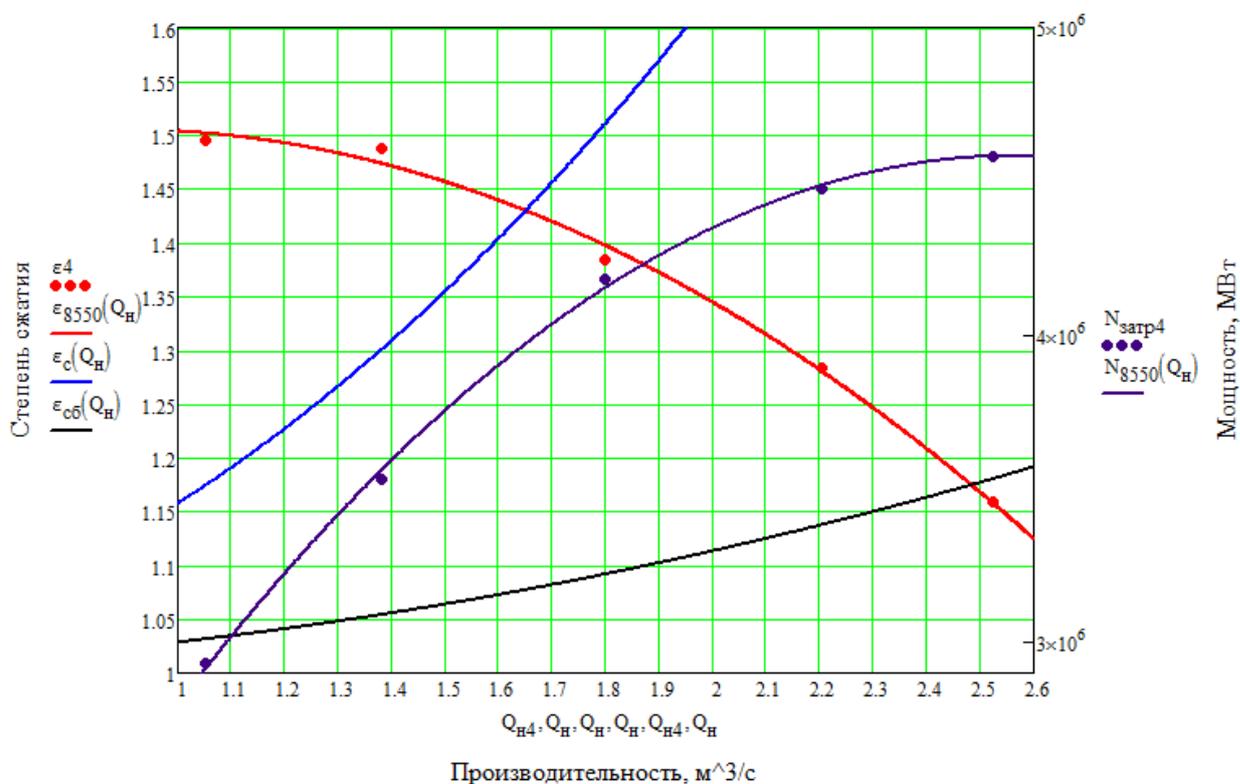


Рисунок 3.3 – ГДХ ЦК при антипомпажном регулировании

### 3.2 Определение напряженно-деформированного состояния антипомпажного клапана

В настоящее время для антипомпажного регулирования наибольшее практическое применение находят антипомпажные клапаны, перепускающие часть газа из нагнетательного трубопровода во всасывающий. Это связано с простотой реализации и возможностью изменять производительность в широком диапазоне.

В программном комплексе SolidWorks была создана геометрическая 3D-модель антипомпажного клапана осевого типа.

Клапан состоит из наружного корпуса 1, внутреннего корпуса 2, сепаратора 3.

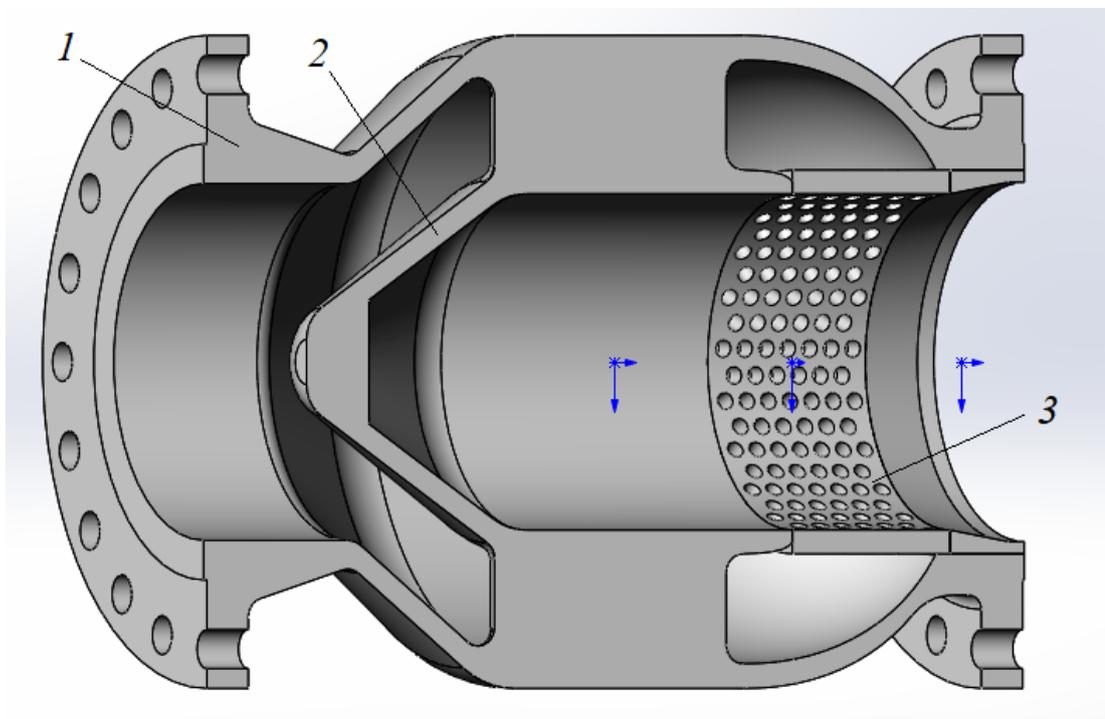


Рисунок 3.4 – Антипомпажный клапан

Целью данного расчета является определение механических напряжений в клапане во время эксплуатации и подбор альтернативного материала наиболее нагруженного элемента для улучшения эксплуатационных показателей.

### **3.2.1 Анализ возможных материалов для разработки сепаратора антипомпажного клапана**

Перед выполнением расчетов был проведен анализ различных материалов, применяемых для изготовления клапанов, работающих в тяжелых условиях. Поскольку в клапане осевого типа давление редуцируется только на сепараторе, то он является самой нагруженной частью. Именно для него производился анализ возможных материалов.

Сепаратор клапана выполнен из карбида вольфрама.

Карбид вольфрама представляет собой химическое соединение углерода, вольфрама, керамики и является одним из самых крепких известных материалов, который по твердости сравним с алмазом. Занимает 9 место по минералогической шкале Мооса. К особенностям карбида вольфрама относятся хорошая износостойкость, стойкость к окислениям, высокая температура плавления. Как правило, карбид вольфрама считается хрупким соединением, тем не менее опытным путем доказано, что под действием нагрузок проявляет пластические свойства.

Таблица 3.2 – Физико-механические свойства карбида вольфрама

Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Модуль упругости, МПа	Модуль сдвига, ГПа	Коэффициент Пуассона	Предел текучести, МПа	Предел прочности, МПа
15770	$6,5 \cdot 10^5$	263	0,313	–	340

Алюминиевая бронза – разновидность бронзы, в которой основным легирующим элементом является алюминий. Большинство сплавов данного материала содержат алюминий в пределах от 5% до 11% по массе. Помимо алюминия в состав алюминиевой бронзы добавляют такие легирующие вещества как никель, кремний, марганец, железо, что положительно сказывается на механических и антифрикционных свойствах.

Таблица 3.3 – Физико-механические свойства алюминиевой бронзы

Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Модуль упругости, МПа	Модуль сдвига, ГПа	Коэффициент Пуассона	Предел текучести, МПа	Предел прочности, МПа
7400	$1,1 \cdot 10^5$	43	0,3	276	551

Хромистая нержавеющая сталь – вид легированной стали, которая является устойчивой к коррозии из-за содержания хрома (более 12%). В результате химической реакции с кислородом на поверхности стали образуется инертная пленка, которая защищает весь материал от пагубных воздействий. Нержавеющая сталь аустенитного класса отличается пластичностью, прочностью, коррозионной стойкостью в большинстве рабочих сред. По этой причине эти аустенитные стали находят широкое применение в различных отраслях промышленности.

Таблица 3.4 – Физико-механические свойства нержавеющей стали

Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Модуль упругости, МПа	Модуль сдвига, ГПа	Коэффициент Пуассона	Предел текучести, МПа	Предел прочности, МПа
7800	$2 \cdot 10^5$	77	0,28	172	413

Углеродистая сталь (Сталь 60) – сплав железа с углеродом (и другими элементами), содержащий не менее 45% железа и в котором содержание углерода находится в диапазоне от 0,02 до 2,14%, причём содержанию от 0,6% до 2,14% соответствует высокоуглеродистая сталь. Если содержание углерода в сплаве превышает 2,14%, то такой сплав называется чугуном. Огромный спрос обоснован не только приемлемой стоимостью материала, но и его свойствами. Он достаточно пластичен, легко подвергается обработке и превосходно сваривается. Также углеродистые сплавы не боятся динамических нагрузок. Но во многом характеристики металла зависят от его химического состава. С увеличением процентного содержания С изменяется структура сплава и его свойства. С возрастанием количества углерода до 1% увеличивается предел прочности и твердость, зато такое изменение негативно сказывается на пластичности и пределе текучести.

Таблица 3.5 – Физико-механические свойства стали 60

Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Модуль упругости, МПа	Модуль сдвига, ГПа	Коэффициент Пуассона	Предел текучести, МПа	Предел прочности, МПа
7800	$2,04 \cdot 10^5$	78	0,27	510	700

Сплав Incoloy 825 – конструкционный состав Incoloy 825/Inconel 825 сложный: никель-железо-хром-молибден-медь-титан. Данный материал создан концерном Special Metals Corporation. Применение Инколой 825 считается наиболее экономически выгодным, учитывая его прекрасные антикоррозионные свойства. Его основной характеристикой является большая сопротивляемость коррозионным образованиям в кислотных средах (любой концентрации) и коррозии местной – наиболее опасной для металлов. Такая коррозия провоцирует локальное повреждение зерна, и приводит к потере прочности и пластичности. Наличие в его составе разных металлов придаёт ему уникальные свойства, и ставит в разряд «супер сплавов». Никель препятствует растрескиванию по типу "стресс коррозия", то есть определяет высокий уровень стойкости к повреждению ионно-хлоридного разрушения. Состав сплава 825 UNS N08825 из никеля, молибдена и меди придает сплаву стойкость в кислотных условиях (фосфорная и серная кислоты). Молибден повышает стойкость к локальной коррозии, препятствует образованию коррозионных образований в зазорах и щелях (локальная щелевая электротехническая коррозия). Хром отвечает за придание сплаву стойкости при эксплуатации в окисляющих средах (нитратных, азотнокислых). Титан при специальной деформации термическим способом, обеспечивает сплав alloy 825 сопротивлением межкристаллитным коррозионным повреждениям.

Таблица 3.6 – Физико-механические свойства Incoloy 825

Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Модуль упругости, МПа	Модуль сдвига, ГПа	Коэффициент Пуассона	Предел текучести, МПа	Предел прочности, МПа
8140	$2,14 \cdot 10^5$	75	0,26	310	690

Сталь 09Г2С – сталь данной марки применяется как основной материал при изготовлении деталей, предназначенных для работы в интервале температур рабочей среды от -70 °С до + 425 °С. Легированная сталь 09Г2С подходит для работы под давлением при изменении температуры в широком диапазоне, сохраняя при этом свои характеристики. Материал является долговечным, устойчив к переменным нагрузкам. Значительное влияние на механические показатели оказывает термическая обработка. Высокая прочность материала, удовлетворительные показатели механических свойств в широком диапазоне температур, а также способность к изменению свойств сплава после проведения термической обработки, неизбежно приводит к тому, что детали и изделия из стали 09Г2С находят своё применение практически во всех сферах производства и машиностроения. Из стали 09Г2С изготавливаются строительные конструкции, трубы для транспортировки различных жидкостей (воды, нефти и др.) и газов, резервуары различного назначения, паровые котлы, нефтепромысловое оборудование и различные детали машин, в т. ч. сельскохозяйственного направления.

Таблица 3.7 – Физико-механические свойства стали 09Г2С

Плотность, кг/м <sup>3</sup>	Модуль упругости, МПа	Модуль сдвига, ГПа	Коэффициент Пуассона	Предел текучести, МПа	Предел прочности, МПа
7850	$2 \cdot 10^5$	77	0,299	365	490

### 3.2.2 Проведение расчетов в ПО SolidWorks

Далее разрабатывалась схема нагружения клапана. Для этого необходимо задать значения давлений в клапане по ходу движения потока рабочей среды. В таблице 3.8 приведены значения давлений. В клапан компримированный газ поступает под давлением 6,5-6,7 МПа из линии нагнетания. Приближаясь к сепаратору происходит некоторое увеличение давления по причине уменьшения проходного сечения. Проходя через сепаратор, газ несколько расширяется, за счет чего снижается давление.

Таблица 3.8 – Давления, действующие на стенки клапана

№ поверхности	Значение давления	Единицы измерения
1	6,7	МПа
2	6,99	МПа
3	5,9	МПа
4	5,7	МПа

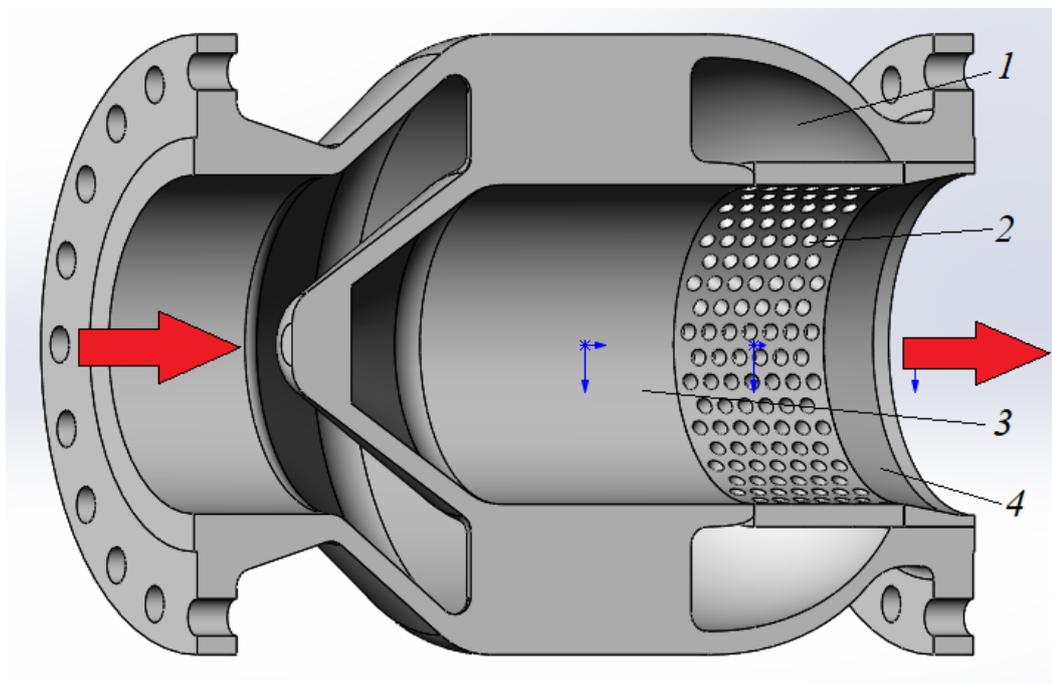


Рисунок 3.5 – Поверхности приложения нагрузки

К торцевым поверхностям клапана применимо условие жесткой заделки, так как данными поверхностями (фланцами) клапан крепится к трубопроводу с помощью болтового соединения.

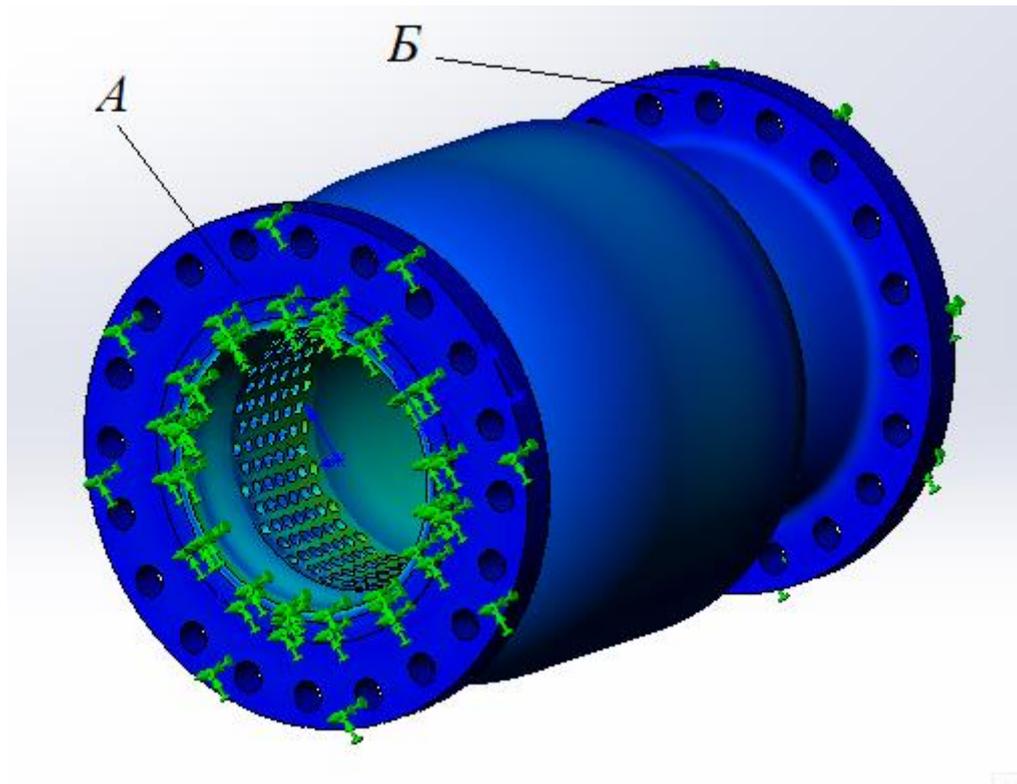


Рисунок 3.6 – Места крепления клапана

Созданные элементы загружались в программный комплекс SolidWorks Simulation, в котором задавались места крепления объекта, свойства материалов, точки приложения нагрузок.

Далее производилась разбивка модели на сетку конечных элементов. Принцип работы клапана осевого типа таков, что преобразование энергии в самом корпусе клапана не происходит. Давление редуцируется только на триме, конструкция которого именно для этого и предназначена. Следовательно, для корпуса клапана размер грани элемента задавался равным 5 мм, а для трима – 3 мм, так как точность расчета сепаратора наиболее важна.

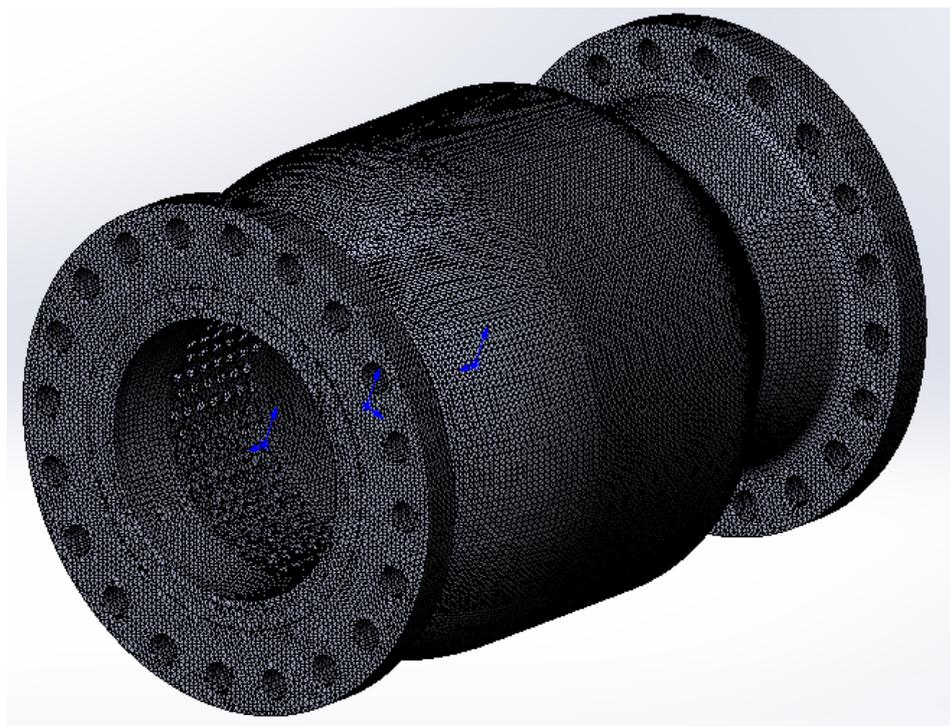


Рисунок 3.7 – Сетка конечных элементов клапана

### Результаты расчета для карбида вольфрама

На рисунке 3.8 представлено распределение напряжений по клапану в момент байпасирования газа. Как видно из рисунка, наибольшее напряжение сосредоточено в сепараторе клапана, где происходит редуцирование давления.

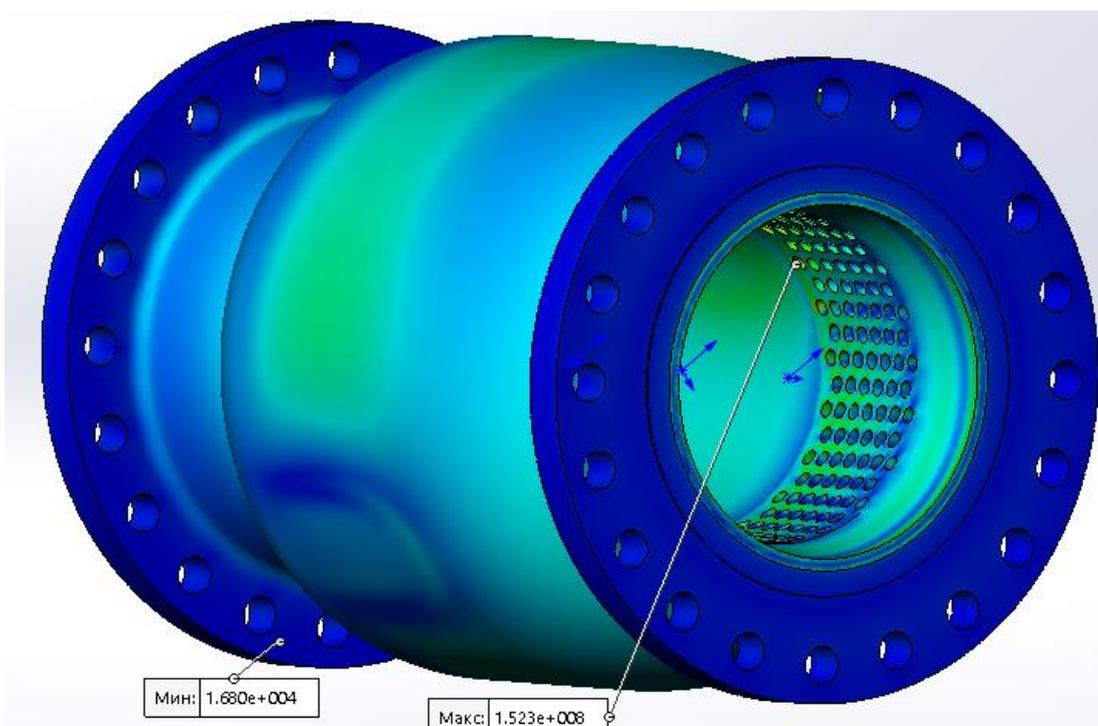


Рисунок 3.8 – Действующие напряжения на клапан

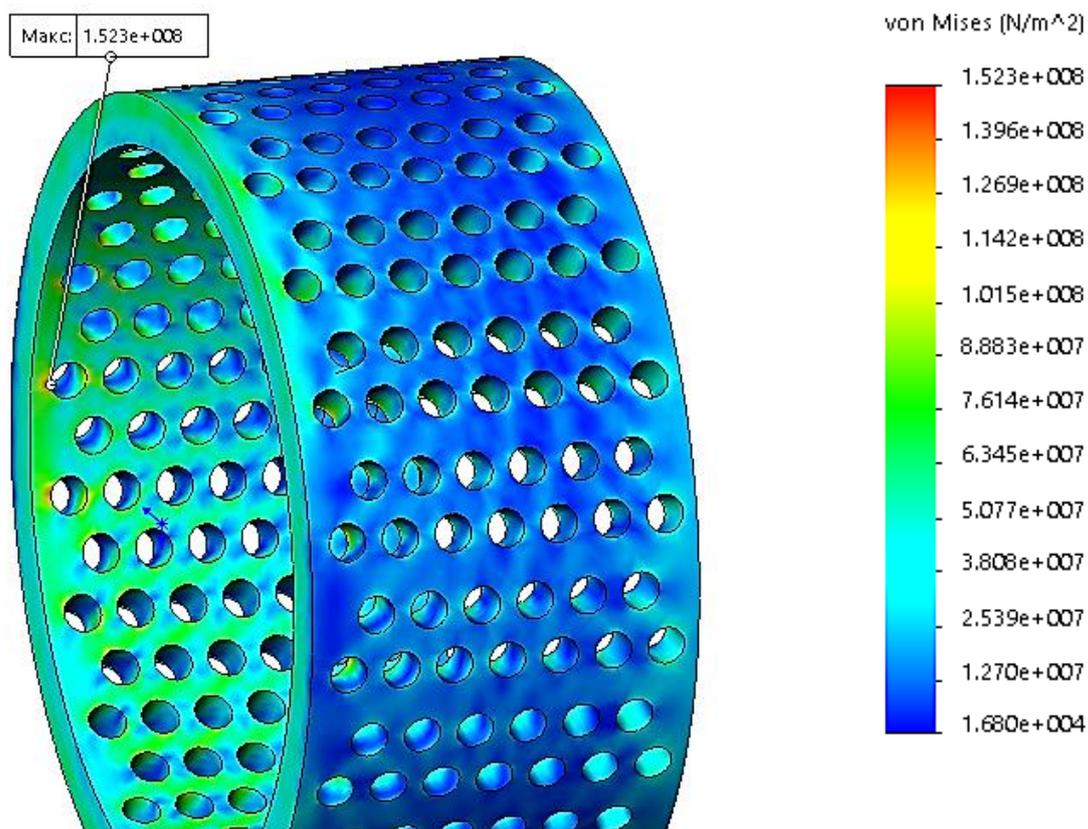


Рисунок 3.10 – Максимальное и минимальное напряжения в сепараторе

Наибольшее напряжение составляет 152,3 МПа.

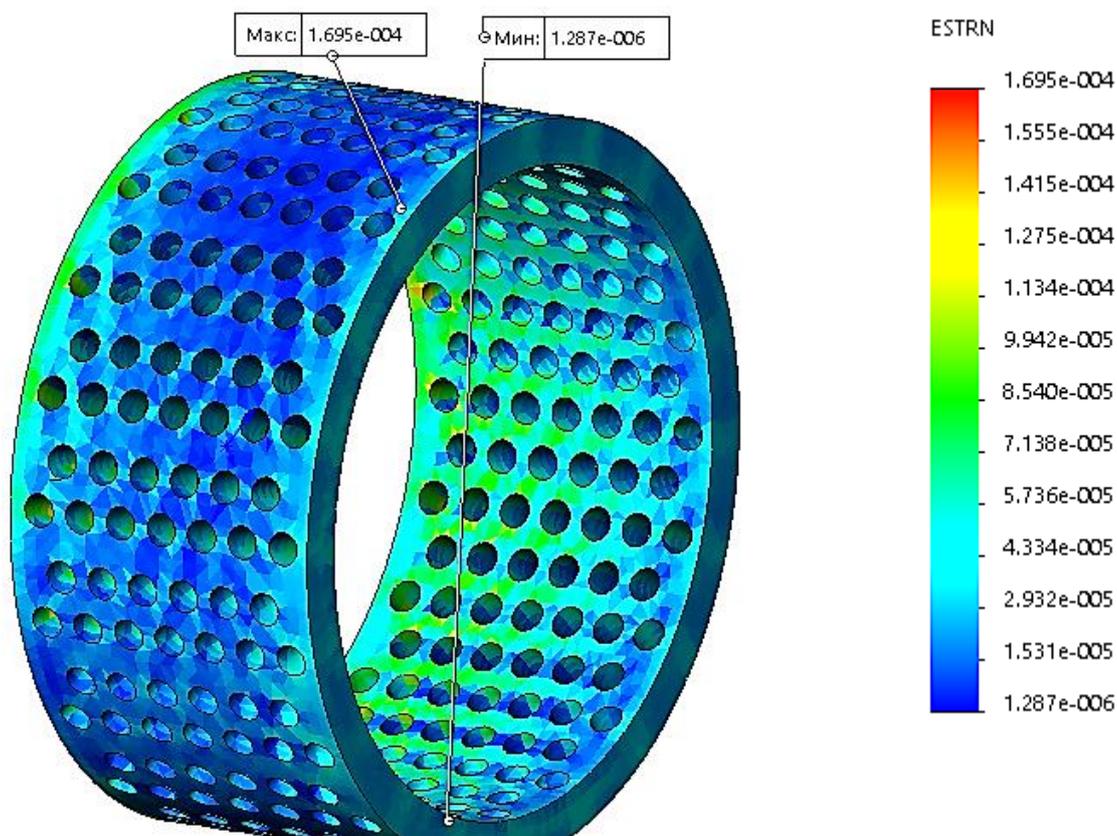


Рисунок 3.11 – Максимальная и минимальная деформации

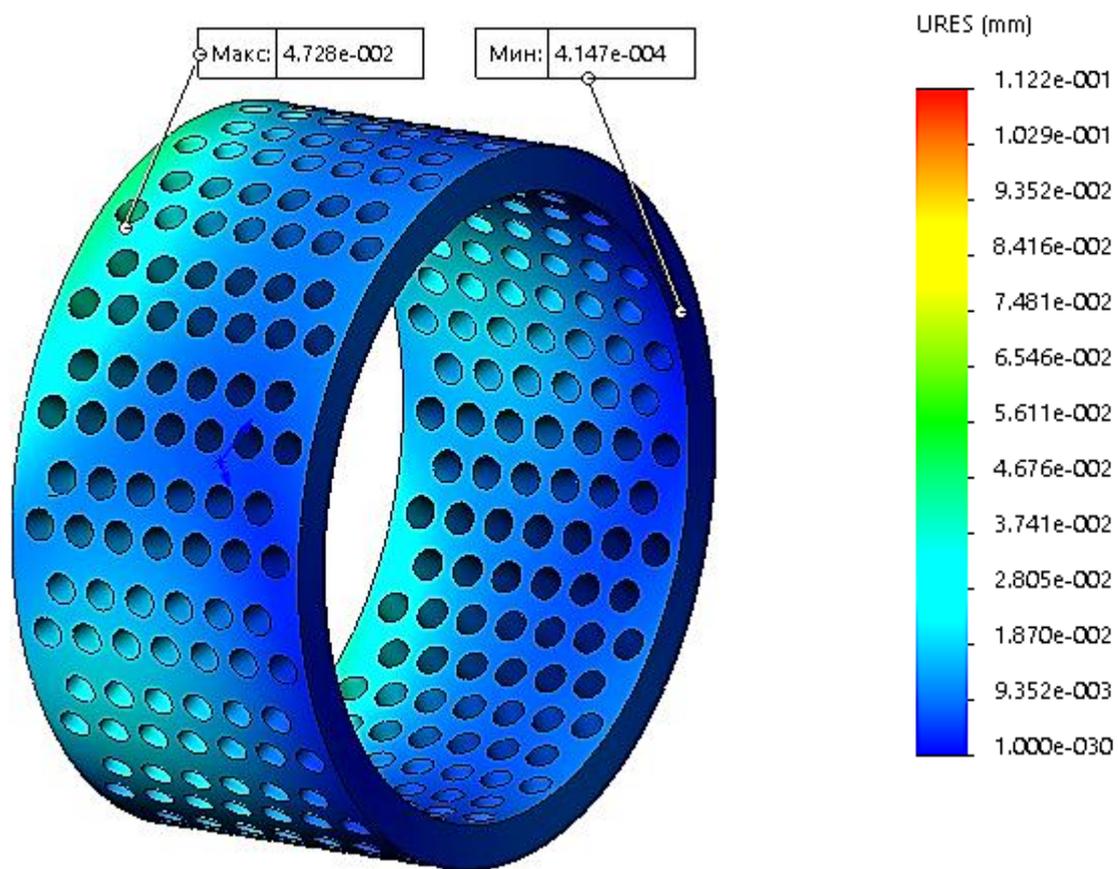


Рисунок 3.12 – Наибольшее и наименьшее перемещения в клапане

Наибольшие перемещения возникают в корпусе клапана (0,11 мм) в местах, где отсутствуют ребра жесткости. Данные перемещения малы и входят в интервал допустимых значений.

### Результаты расчета для алюминиевой бронзы

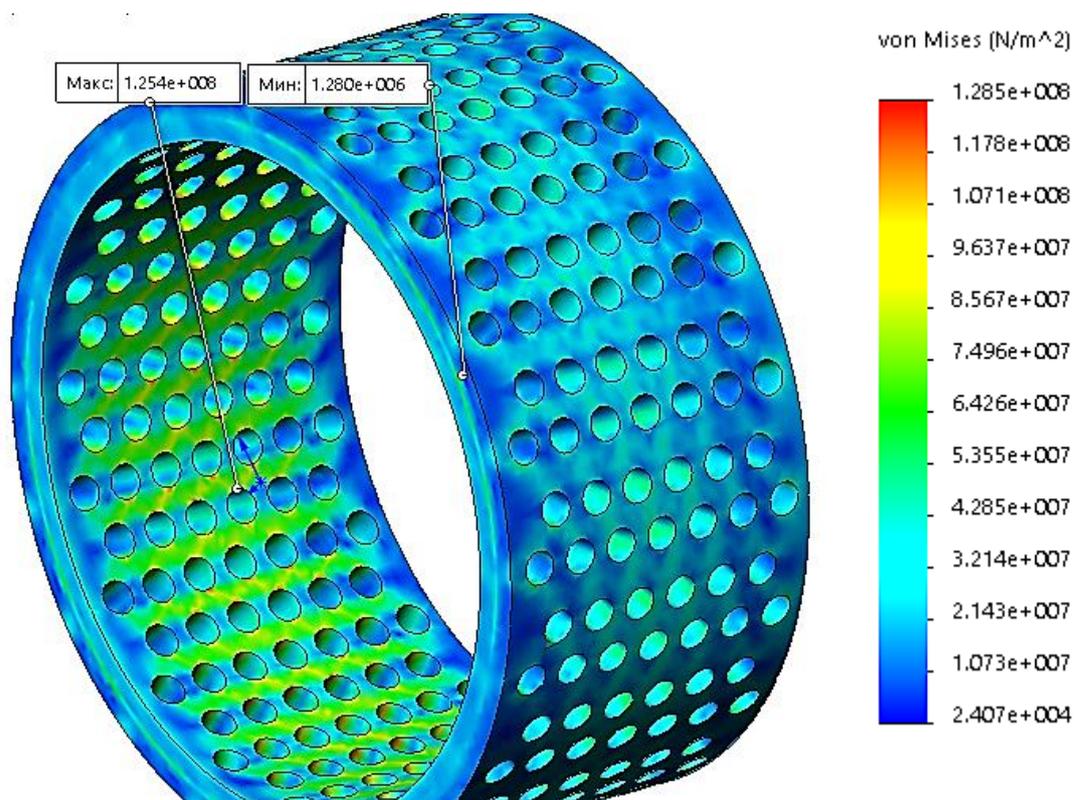


Рисунок 3.13 – Напряжения в сепараторе  
Максимальные напряжения составили 128,5 МПа.

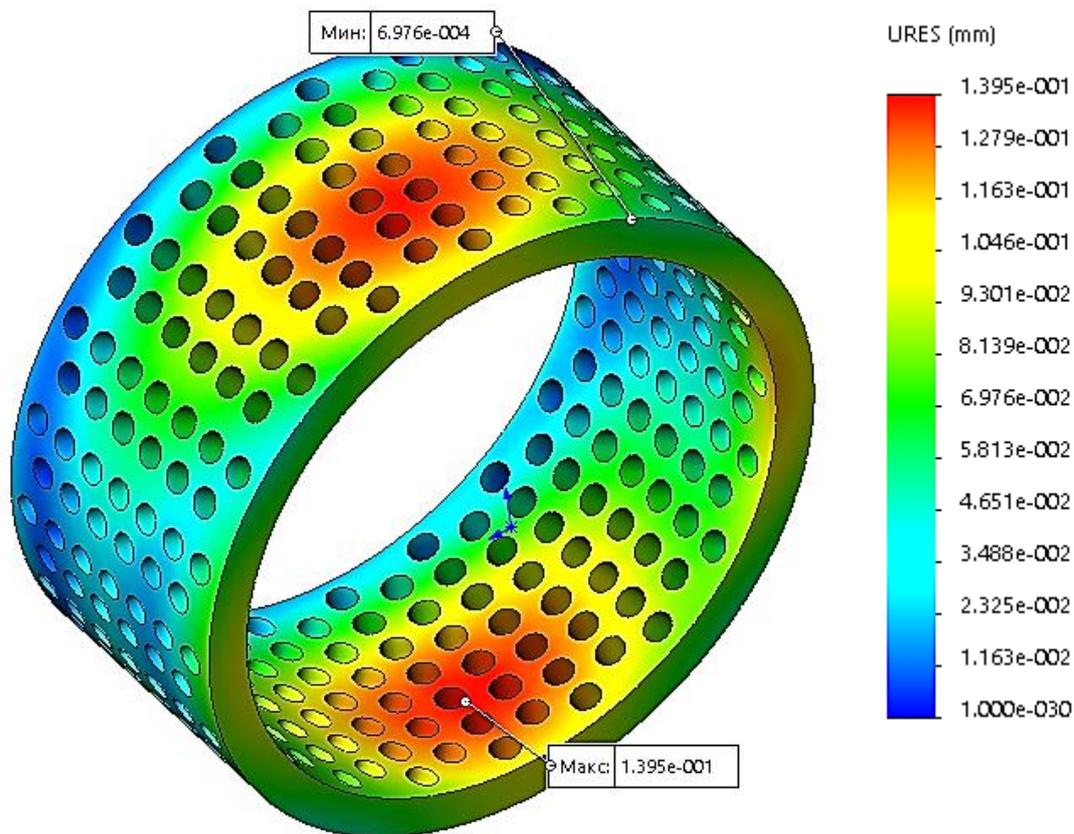


Рисунок 3.14 – Перемещения в сепараторе

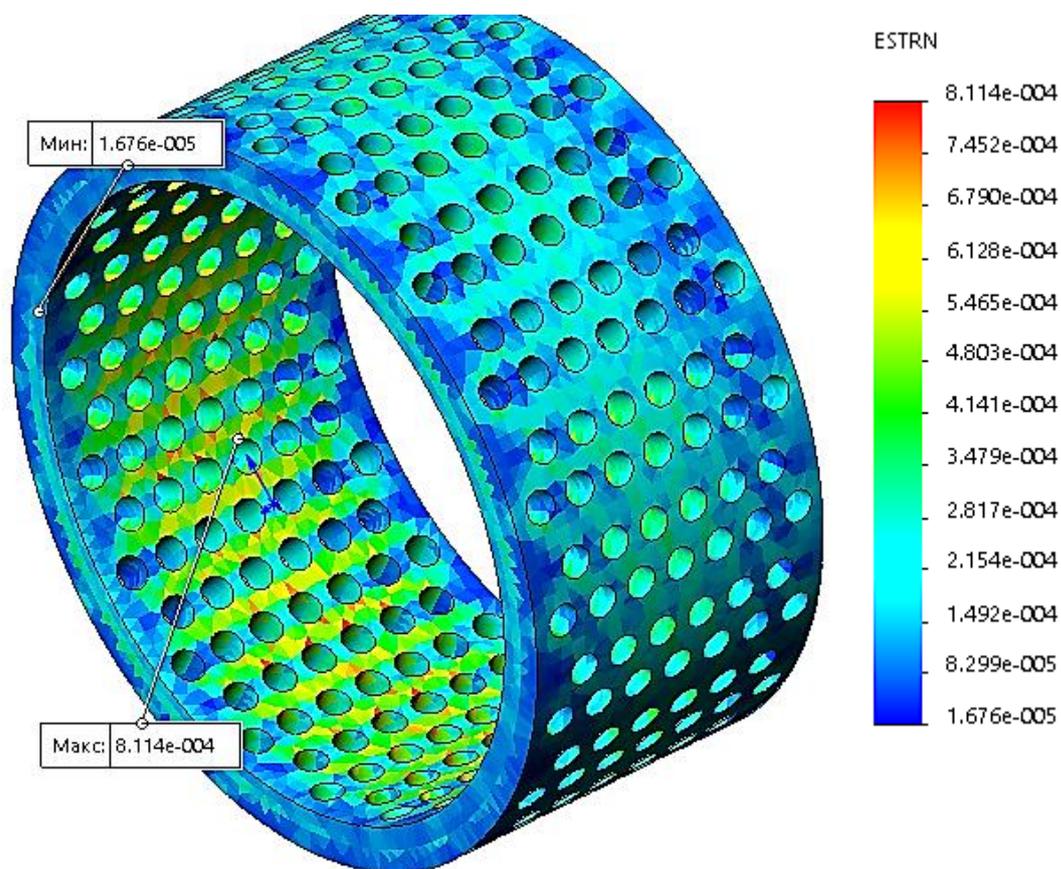


Рисунок 3.15 – Деформации при нагрузке  
Результаты расчета хромистой нержавеющей стали

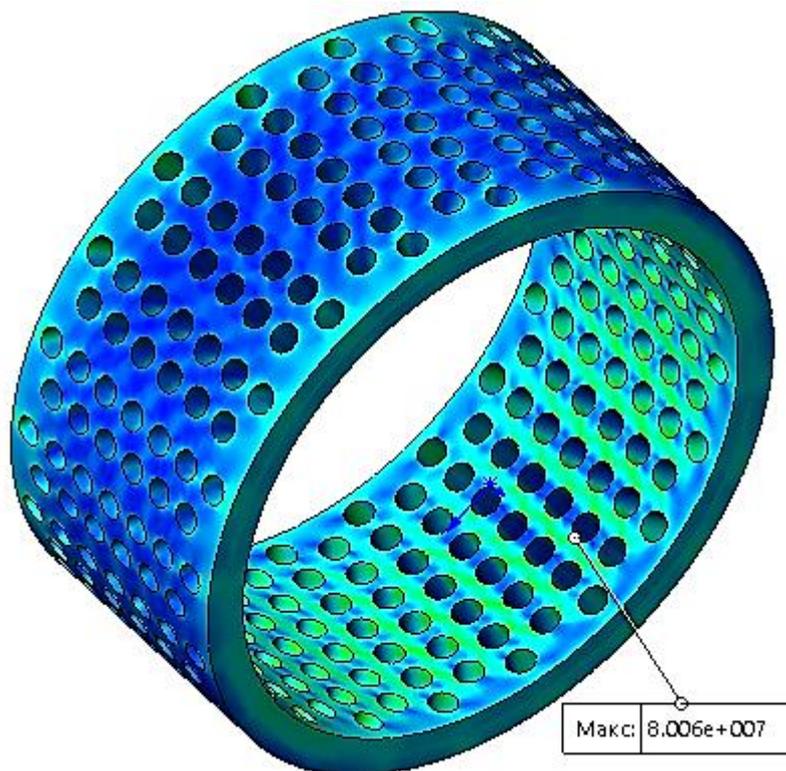


Рисунок 3.16 – Напряжения в сепараторе

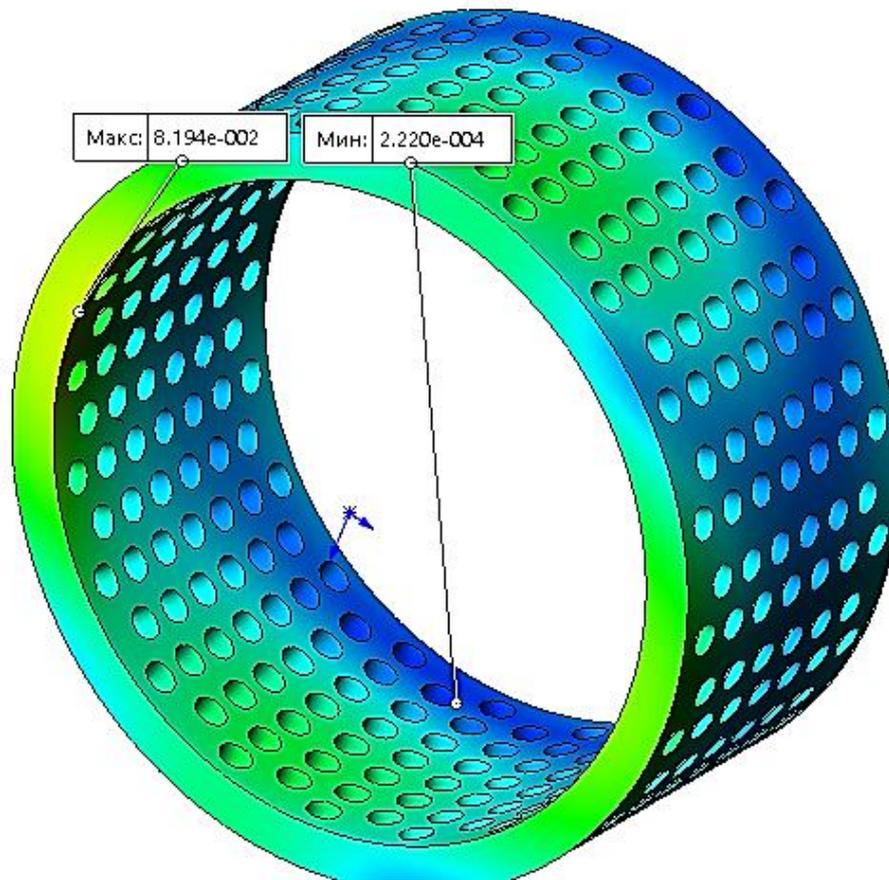


Рисунок 3.17 – Перемещения в сепараторе

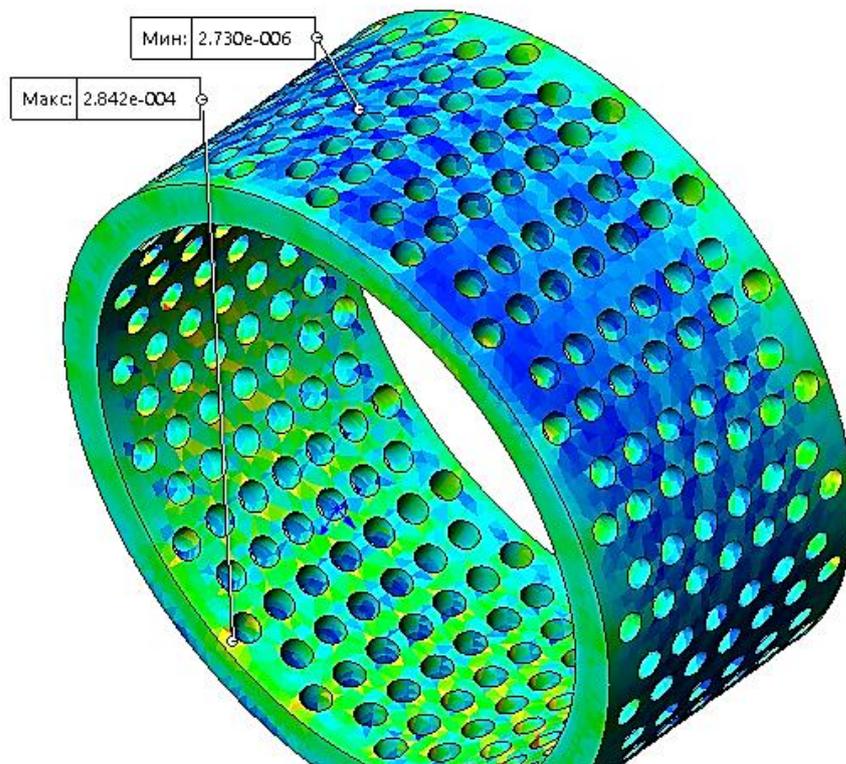


Рисунок 3.18 – Деформации в сепараторе

### Результаты расчета углеродистой стали (Сталь 60)

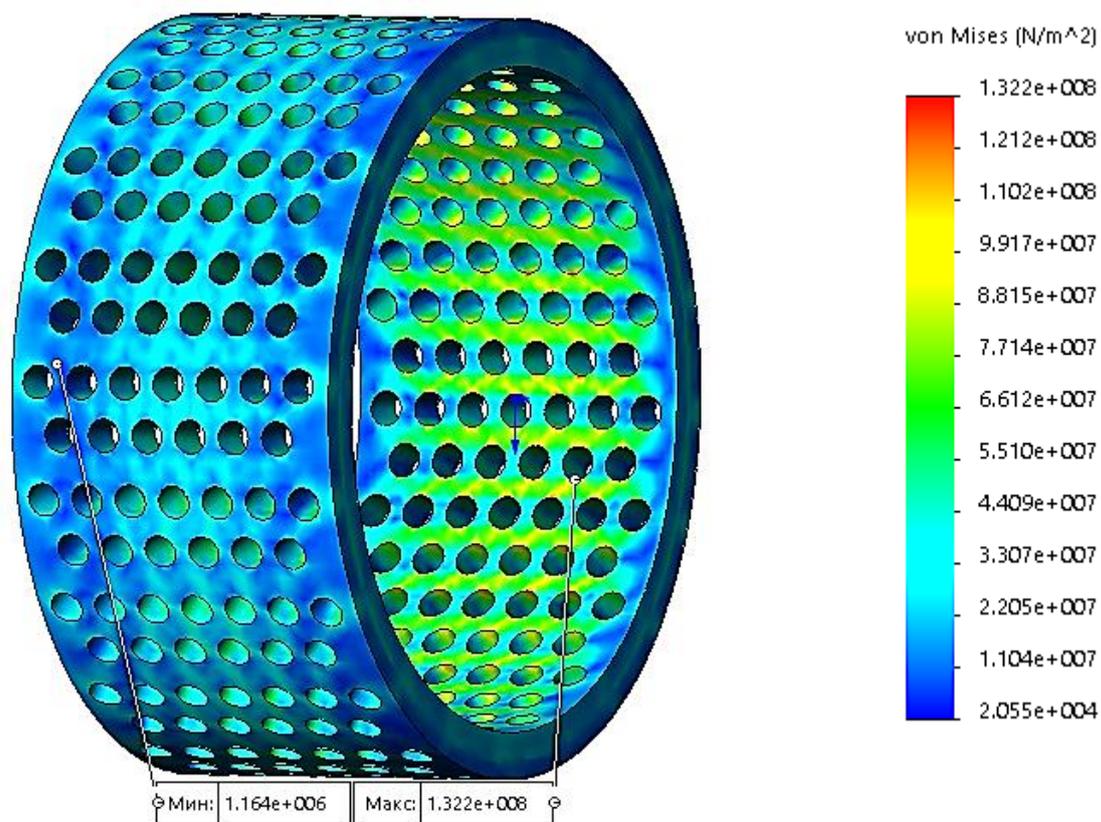


Рисунок 3.19 – Напряжения в сепараторе

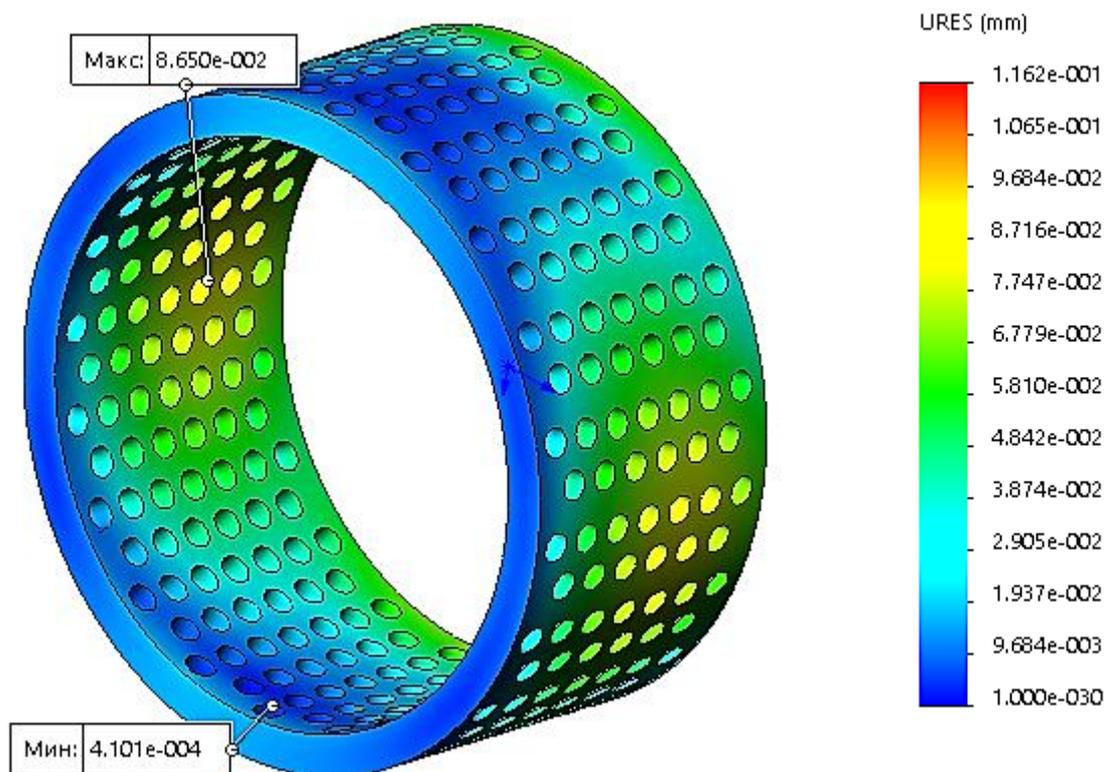


Рисунок 3.20 – Перемещения в сепараторе

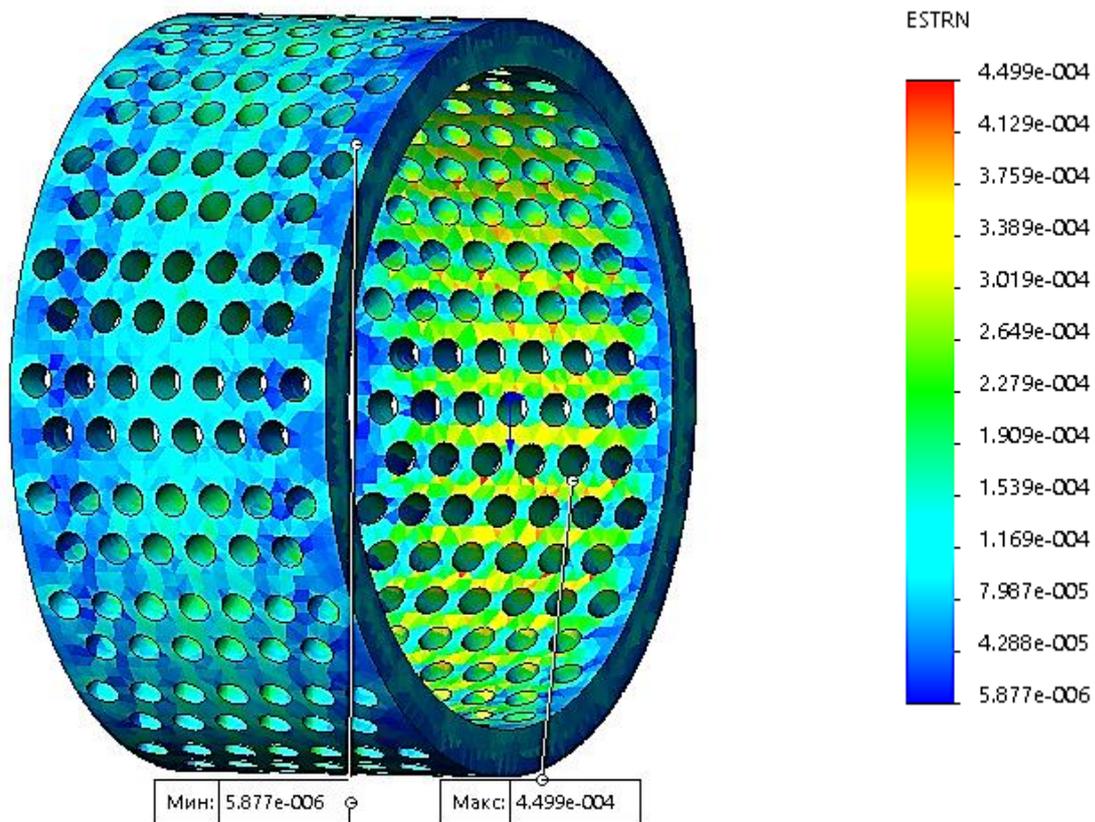


Рисунок 3.21 – Деформации в сепараторе

Результаты расчета сплава Incoloy 825

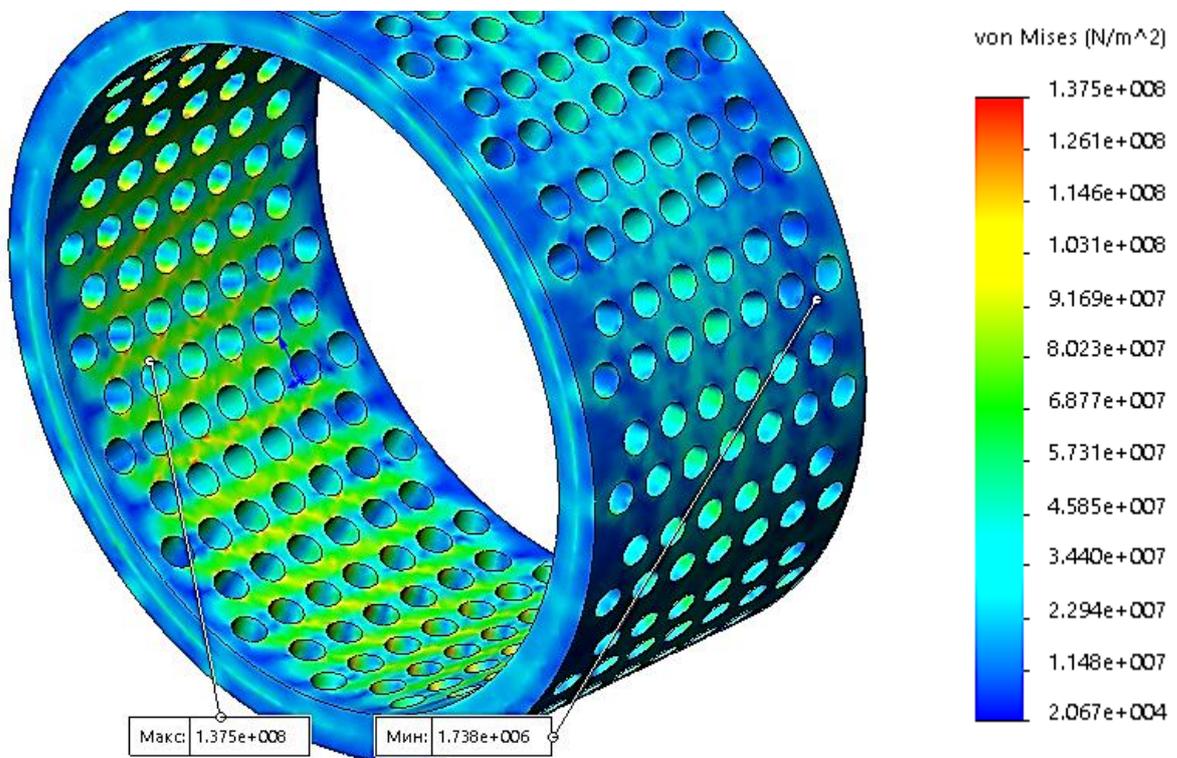


Рисунок 3.22 – Напряжения в сепараторе

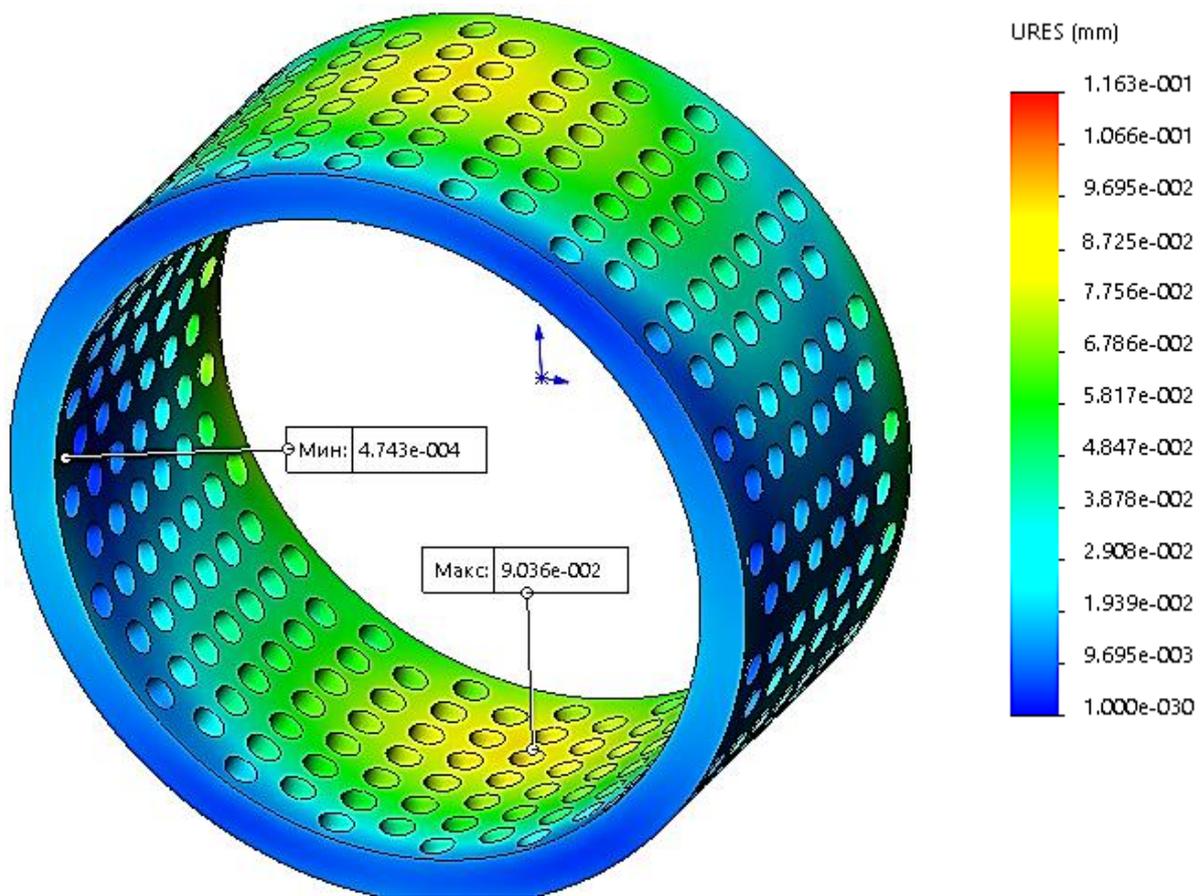


Рисунок 3.23 – Перемещения в сепараторе

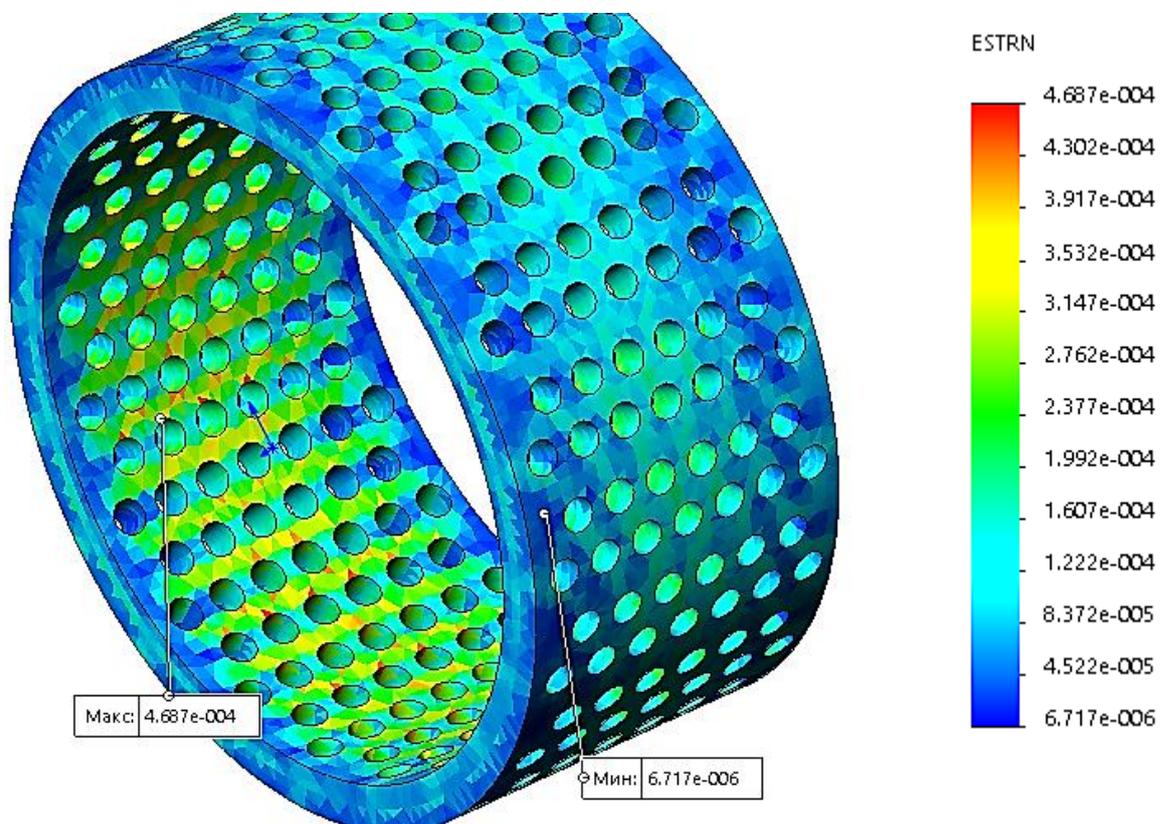


Рисунок 3.24 – Деформации в сепараторе

## Результаты расчета легированной стали (Сталь 09Г2С)

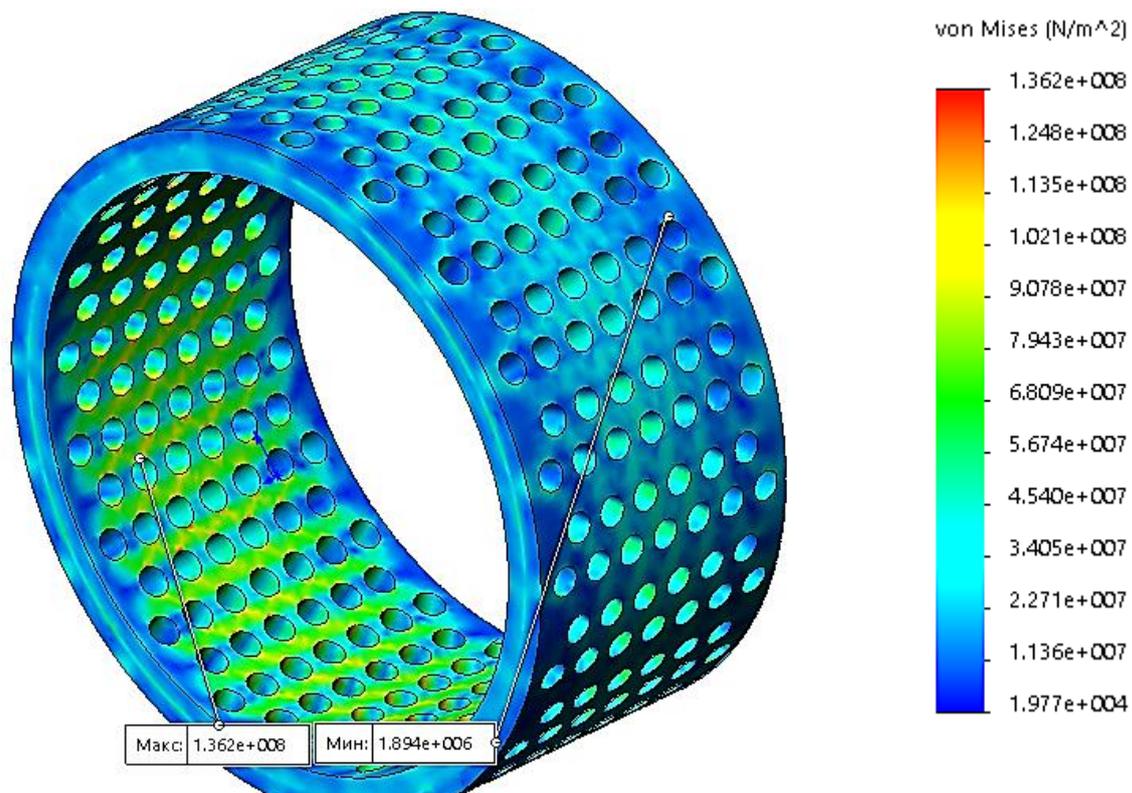


Рисунок 3.25 – Напряжения в сепараторе

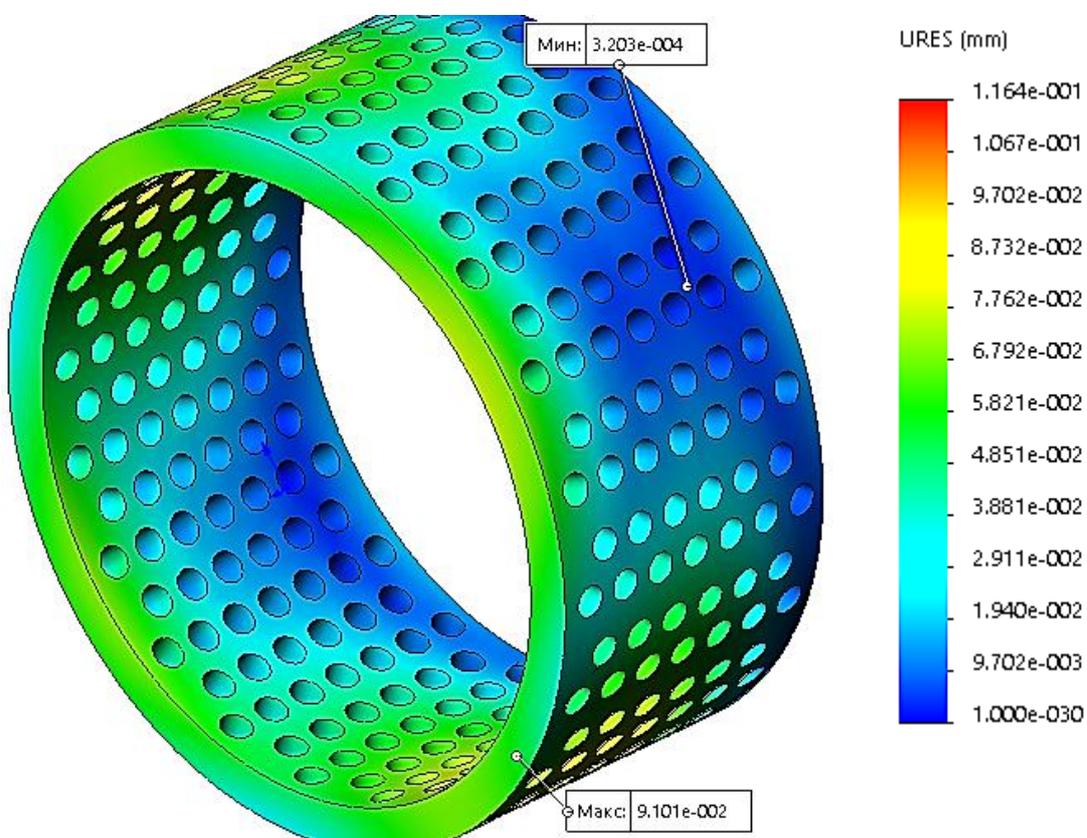


Рисунок 3.26 – Перемещения в сепараторе

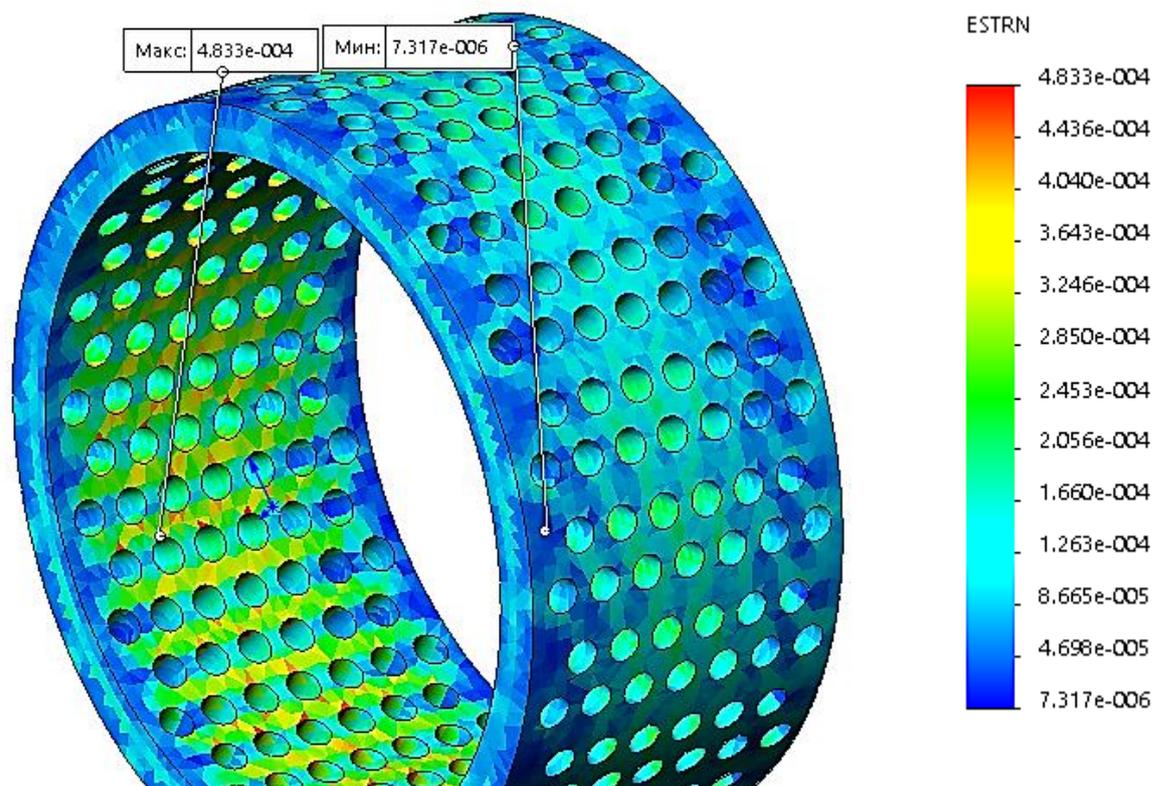


Рисунок 3.27 – Деформации в сепараторе

В результате расчетов видно, что алюминиевая бронза не может быть применена в качестве альтернативы карбида вольфрама. Максимальные напряжения при расчете (125,4 МПа) превысили допустимые:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{0,2}}{[n]} = \frac{276}{2,5} = 110 \text{ МПа},$$

где  $[\sigma]$  – допустимые напряжения;

$\sigma_{0,2}$  – предел текучести материала;

$[n]$  – коэффициент запаса.

Получаем:

$$\sigma > [\sigma] \rightarrow 125,4 \text{ МПа} > 110 \text{ МПа}.$$

Также среди исследуемых материалов не прошли хромистая нержавеющая сталь и сплав Incoloy 825, поскольку возникающие напряжения превысили допустимые значения.

Для хромистой нержавеющей стали:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{0,2}}{[n]} = \frac{172}{2,5} = 69 \text{ МПа,}$$

$$\sigma > [\sigma] \rightarrow 80 \text{ МПа} > 69 \text{ МПа.}$$

Для сплава Incoloy 825:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{0,2}}{[n]} = \frac{310}{2,5} = 124 \text{ МПа,}$$

$$\sigma > [\sigma] \rightarrow 137,5 \text{ МПа} > 124 \text{ МПа.}$$

Расчеты показали, что углеродистая Сталь 60 может быть использована в качестве замены карбида вольфрама. Напряжения при расчетах снизились на 15% по сравнению с карбидом вольфрама, в то время как допускаемые напряжения выше на 19%. В совокупности это дает возможность применение клапана с тримом из стали 60 на ступенях ГПА с более высоким давлением всасывания.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{0,2}}{[n]} = \frac{510}{2,5} = 204 \text{ МПа,}$$

$$\sigma > [\sigma] \rightarrow 132,2 \text{ МПа} < 204 \text{ МПа.}$$

Расчеты с использованием низколегированной стали 09Г2С также показали возможным применение этого материала в качестве альтернативы. При этом напряжения снизились на 11% по сравнению с карбидом вольфрама.

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{0,2}}{[n]} = \frac{365}{2,5} = 146 \text{ МПа,}$$

$$\sigma > [\sigma] \rightarrow 136,2 \text{ МПа} < 146 \text{ МПа.}$$

Сталь 60 и сталь 09Г2С отлично подходят в качестве альтернативы для материала сепаратора. Они обладают хорошими прочностными показателями, упругими свойствами, устойчивы к работе под давлением. Эти два материала подходят по всем требуемым критериям.

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА  
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСООБЪЕКТИВНОСТЬ И  
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

<b>Группа</b>	<b>ФИО</b>
2БМ74	Попову Максиму Валерьевичу

<b>Школа</b>	<b>ИШПР</b>	<b>Отделение</b>	Нефтегазовое дело
<b>Уровень образования</b>	Магистрант	<b>Направление/специальность</b>	21.04.01 «Нефтегазовое дело» профиль «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

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

<i>1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	Стоимость материальных ресурсов определялась по средней стоимости по г. Томску, включая стоимость интернета – 360 руб. в месяц.
<i>2. Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	Устанавливаются в соответствии с заданным уровнем нормы оплат труда: 30 % премии к заработной плате 20 % надбавки за профессиональное мастерство 1,3 - районный коэффициент для расчета заработной платы.
<i>3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	Общая система налогообложения с учетом льгот для образовательных учреждений 27,1% отчисление на страховые взносы.

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

<i>1. Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения</i>	1. Определение ресурсной (ресурсосберегающей), финансовой, бюджетной, социальной и экономической эффективности исследования. 2. Оценка коммерческого потенциала и перспективности проведения научных исследований. 3. Определение возможных альтернатив проведения научных исследований, отвечающих современным требованиям в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения.
<i>2. Планирование и формирование бюджета научных исследований</i>	Бюджет научно – технического исследования (НТИ) 1. Структура работ в рамках научного исследования. 2. Определение трудоемкости выполнения работ. 3. Разработка графика проведения научного исследования. 4. Бюджет научно-технического исследования. 5. Основная заработная плата исполнителей темы. 6. Дополнительная заработная плата исполнителей темы. 7. Отчисление на страховые взносы. 8. Накладные ресурсы. 9. Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта.

3. Ресурсоэффективность	1. Определение интегрального показателя эффективности научного исследования. 2. Расчет показателей ресурсоэффективности.
-------------------------	---

**Перечень графического материала** (с точным указанием обязательных чертежей):

<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Оценка конкурентоспособности технических решений.</li> <li>2. Матрица SWOT.</li> <li>3. Определение возможных альтернатив проведения научных исследований.</li> <li>4. Альтернативы проведения НИ.</li> <li>5. График проведения и бюджет НИ.</li> </ol>
--

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	01.03.2017
--	------------

**Задание выдал консультант:**

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Романюк В.Б.	К.Э.Н.		

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ74	Попов Максим Валерьевич		

#### **4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение**

Разработка НИР производится группой квалифицированных работников, состоящей из двух человек – руководителя и специалиста.

Данная выпускная квалификационная работа заключается в исследовании способов регулирования производительности центробежного компрессора, выборе наилучшего способа. Подбор оборудования для реализации способа производится на основании расчета в программном обеспечении SolidWorks.

Целью раздела «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» является получение результатов от проведенных экспериментов, создание 3D модели в ПО и выбор оптимальной конструкции антипомпажного клапана для целей регулирования производительности центробежного компрессора.

Для достижения обозначенной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Оценить коммерческий потенциал и перспективность разработки;
2. Осуществить планирование этапов выполнения исследования;
3. Рассчитать бюджет затрат на исследования;
4. Произвести оценку научно–технического уровня исследования и оценку рисков.

К научно–исследовательским работам относятся работы поискового, теоретического и экспериментального характера, которые выполняются с целью расширения, углубления и систематизации знаний по определенной научной проблеме и создания научного задела.

#### 4.1. Потенциальные потребители результатов исследования.

Продукт: антипомпажный клапан осевого типа «Mokveld» для центробежного компрессора газоперекачивающего агрегата.

Целевой рынок: нефтяные и газовые компании.

		Вид исследования пускового устройства		
		Расчет и подбор клапана	3D модель и анализ работы клапана	Конструирование клапана
Размер компании	Крупные			
	Средние			
	Мелкие			

- «Сургутнефтегаз»  - «Газпром добыча Ямбург»  - «ВолгаНефть»

В различных исследованиях антипомпажные клапаны осевого типа необходимы в основном крупным компаниям, так как данный клапан обеспечивают большую производительность, 100% герметичность во всем диапазоне давлений, а за счет простоты конструкции быстрое действие, таким образом, вероятность потери газодинамической устойчивости компрессором сводится к нулю. Крупным компаниям важен расчет и подбор клапана, так как каждое месторождение требует к себе различные характеристики: диаметр трубопровода, примеси в перекачиваемом агенте, производительность. Для каждого газоперекачивающего агрегата используют оборудование с разными техническими характеристиками.

3D модель имеет не мало важную роль для конструирования клапана, так как при создании трехмерной модели, в специальных программах, типа SolidWorks, Ansys, можно смоделировать течение рабочего агента через клапан и посмотреть, как он будет вести себя в рабочем режиме, где будут максимальные нагрузки, обеспечит ли клапан требуемое направление течения газа. На основе расчетов и трехмерной модели ведется

конструирование, учитываются состав перекачиваемой среды, требования заказчика касаются восстановления давления клапаном, подбирают необходимый сепаратор (трим).

## 4.2 Анализ конкурентных технических решений

Коммерческого потенциала у данного исследования нет, поскольку оно выполняется в рамках ВКР и в большей степени олицетворяет теоретическую значимость полученных результатов.

Произведем также в данном разделе SWOT–анализ НИИ, позволяющий оценить факторы и явления способствующие или препятствующие продвижению проекта на рынок. В таблице описаны сильные и слабые стороны проекта, выявлены возможности и угрозы реализации, которые могут появиться в его внешней среде.

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

Таблица 4.1 – Интерактивная матрица возможностей и сильных сторон проекта

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

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и сильные стороны проекта: B1C1C2, B2C3.

Таблица 4.2 – Интерактивная матрица возможностей и слабых сторон проекта

Слабые стороны проекта				
Возможности проекта		Сл1	Сл2	Сл3
	V1	+	-	0
	V2	-	0	-
	V3	-	-	0

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и слабые стороны проекта: V1Сл1.

Таблица 4.3 – Интерактивная матрица угроз и сильных сторон проекта

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

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и сильные стороны проекта: У1У3С1С2.

Таблица 4.4 – Интерактивная матрица угроз и слабых сторон проекта

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

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие угрозы и сильные стороны проекта: У1Сл1.

В рамках третьего этапа составляем итоговую матрицу SWOT-анализа (таблица 4.5).

Таблица 4.5 – Матрица SWOT

	<p><b>Сильные стороны научно-исследовательского проекта:</b>  С1: Простота механизма;  С2: 100% герметичность во всем диапазоне давлений;  С3: Использование 3D моделирования;  С4: квалифицированный персонал.</p>	<p><b>Слабые стороны научно-исследовательского проекта:</b>  Сл1: Дороговизна клапана и вспомогательного оборудования;  Сл2: Невозможность проверки технических характеристик на лабораторных стендах;  Сл3: Внутренние производственные проблемы;</p>
<p><b>Возможности:</b>  В1: Сотрудничество с изготовителями антипомпажных клапанов осевого типа;  В2: Использование инновационной инфраструктуры ТПУ;  В3: Повышение стоимости конкурентных разработок;</p>	<p>В1С1С2 – данный клапан, обладающий такими сильными сторонами как простота и полная герметичность, можно успешно продвигать на рынке, внедряя его в компании различных размеров.  В2С3 – при использовании инфраструктуры ТПУ можно использовать оборудование университета и создавать 3D модели для последующего расчета.</p>	<p>В1Сл1 – проблему дороговизны можно решить путем применения более дешевых материалов с аналогичными свойствами, а также изменить технологию производства клапана и его элементов в сторону удешевления. При этом необходимо сохранить технические характеристики клапана.</p>
<p><b>Угрозы:</b>  У1: Отсутствие спроса на новые производства;  У2: Снижение бюджета на разработку;  У3: Высокая конкуренция в данной отрасли.</p>	<p>У1У3С1С2 – клапан прост в устройстве и имеет уникальную систему уплотнений. Эти показатели являются одними из важнейших, в дальнейших разработках будут применяться те же</p>	<p>У1Сл1 – угроза отсутствия спроса обусловлена ценой клапана и дополнительного оборудования. Необходимо прибегнуть к снижению цены за счет удешевления производства клапана, а также акцентировать</p>

	самые принципы, следовательно, клапан будет так же востребован, как и сейчас. По этим же показателям велика вероятность, что клапан будет дальше занимать свою нишу на рынке.	внимание возможного потребителя на сильных сторонах проекта, т.е. за счет надежности, редкого обслуживания, легкости в ремонте, клапан быстро окупает себя.
--	---	---

### 4.3 Планирование научно-исследовательских работ

Для правильного планирования, а также финансирования и определения трудоемкости выполнения НИР необходимо ее разбить на этапы. Под этапом понимается крупная часть работы, которая имеет самостоятельное значение и является объемом планирования и финансирования.

НИР имеет:

1. Подготовительный этап. Сбор, изучение и анализ, имеющийся информации. Определение состава исполнителей и соисполнителей, согласование с ними частных задач. Разработка и утверждение задания.
2. Разработка теоретической части.
3. Проведение численного эксперимента
4. Выводы и предложения по теме, обобщение результатов разработки.
5. Завершающий этап.

Рассмотрение результатов исследования. Утверждение результатов работы. Подготовка отчетной документации.

Данную НИР можно разделить на следующие этапы:

- а) Разработка задания на НИР;
- б) Выбор направления исследования;
- в) Теоретические и экспериментальные исследования;
- г) Обобщение и оценка результатов;
- д) Оформление отчета НИР.

Работу выполняло 2 человека: руководитель, специалист–дипломник. Трудоемкость выполнения НИР оценивается экспертным путем в человеко–днях и носит вероятностный характер, т.к. зависит от множества трудно учитываемых факторов. Разделим выполнение дипломной работы на этапы, представленные в таблице 4.6:

Таблица 4.6 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей

Основные задания	№ работы	Содержание работы	Должность исполнителя
Разработка задания на НИР	1	Составление и утверждение задания	Руководитель Специалист
Выбор направления исследования	2	Изучение литературы	Специалист
	3	Разработка трехмерной модели	Специалист
	4	Календарное планирование работ	Руководитель Специалист
Теоретические и экспериментальные исследования	5	Планирование проведения численных экспериментов	Руководитель Специалист
	6	Снятие показаний	Руководитель Специалист
	7	Обработка полученных данных	Руководитель Специалист
Обобщение и оценка результатов	8	Анализ полученных результатов, выводы	Специалист
	9	Оценка эффективности полученных результатов	Руководитель Специалист
Оформление отчета	10	Составление пояснительной записки	Специалист

### 4.3.1 Определение трудоемкости выполнения работ

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

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

$$t_{ожі} = \frac{3t_{\min i} + 2t_{\max i}}{5},$$

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

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

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

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

$$T_{pi} = \frac{t_{ожі}}{Ч_i}$$

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

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

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

### 4.3.2 Разработка графика проведения научного исследования

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

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

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot k_{\text{кал}},$$

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

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

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

Коэффициент календарности определяется по следующей формуле:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}},$$

где  $T_{\text{кал}} = 365$  – количество календарных дней в году;

$T_{\text{вых}} = 66$  – количество выходных дней в году;

$T_{\text{пр}} = 15$  – количество праздничных дней в году.

$$k_{\text{кал}} = \frac{365}{365 - 66 - 15} = 1,28$$

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

Все рассчитанные значения сведены в таблице 4.7.

Таблица 4.7 – Временные показатели проведения научного исследования

Название работы	Трудоемкость работ			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях, $T_{pi}$	Длительность работ в календарных днях, $T_{ki}$
	$t_{\text{min}}$ , Чел- дни	$t_{\text{max}}$ , Чел- дни	$t_{\text{ож}}$ , Чел- дни			

Составление и утверждение задания	1	5	2,6	Руководитель Специалист	1,3	2
Изучение литературы	5	15	9	Специалист	9	39
Разработка трехмерной модели	4	12	7,2	Специалист	3,6	5
Календарное планирование работ	16	30	21,6	Руководитель Специалист	10,8	4
Планирование проведения численных экспериментов	12	16	13,6	Руководитель Специалист	6,8	2
Снятие показаний	6	12	8,4	Руководитель Специалист	4,2	6
Обработка полученных данных	6	9	7,2	Руководитель Специалист	3,6	5
Анализ полученных результатов, выводы	5	9	6,6	Специалист	6,6	3
Оценка эффективности полученных результатов	7	15	10,2	Руководитель Специалист	5,1	4
Составление пояснительной записки	5	13	8,2	Специалист	8,2	9

На основе таблицы 4.7 строим план график, представленный в таблице 4.8.

Диаграмма Ганта – горизонтальный ленточный график, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ.

Таблица 4.8 - Календарный план график проведения НИР по теме

Этапы	Вид работы	Исполнители	Т <sub>к</sub>	Февраль	Март	Апрель	Май
1	Составление и утверждение задания	Руководитель Специалист	3	■			
2	Изучение	Специалист	39	■			

	литературы																		
3	Разработка трехмерной модели	Специалист	5																
4	Календарное планирование работ	Руководитель Специалист	4																
5	Планирование проведения численных экспериментов	Руководитель Специалист	2																
6	Снятие показаний	Руководитель Специалист	6																
7	Обработка полученных данных	Руководитель Специалист	5																
8	Анализ полученных результатов, выводы	Специалист	3																
9	Оценка эффективности полученных результатов	Руководитель Специалист	4																
10	Составление пояснительной записки	Специалист	9																

 - Специалист;  - руководитель.

#### 4.4 Бюджет научно-технического исследования

Затраты на специальное оборудование и материальные затраты отсутствуют, поскольку настоящее исследование не требует закупки оборудования, сырья, материалов, запасных частей. В моем научно-техническом исследовании изготовление опытного образца не производится, поэтому затраты на его производство отсутствуют.

Для проведения научного исследования нам необходим компьютер, с установленным на него специальных программ и с нужным нам программным обеспечением.

Затраты на покупку компьютера:

$$З = d_k + d_{по} = 24000 + 2000 = 26000 \text{ руб.}$$

где  $d_k$  – стоимость компьютера;

$d_{по}$  – стоимость программного обеспечения.

Установка специальных программ для исследования и моделирования объекта производится бесплатно.

#### 4.5 Основная заработная плата исполнителей темы

В данную статью включается основная заработная плата научных и инженерно-технических работников, а также рабочих опытных производств, непосредственно участвующих в выполнении работ по данной теме. Величина расходов по заработной плате определяется на основе трудоемкости выполняемых работ и действующей системы тарифных ставок и окладов. В состав основной заработной платы включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 – 30 % от тарифа или оклада.

Таблица 4.9 - Расчет основной заработной платы

№	Наименование этапов	Исполнители по категориям	Трудоемкость, чел.-дн.	Зарплата, приходящаяся на один чел.-дн., тыс. руб.	Всего заработная плата по тарифу(окладам), тыс. руб.
1	Составление и утверждение задания	Руководитель Специалист	2,6	930	2418
2	Изучение литературы	Специалист	9	930	8370
3	Разработка трехмерной модели	Специалист	7,2	50	360
4	Календарное планирование работ	Руководитель Специалист	21,6	70	1512
5	Планирование проведения численных экспериментов	Руководитель Специалист	13,6	800	10880

6	Снятие показаний	Руководитель Специалист	8,4	80	672
7	Обработка полученных данных	Руководитель Специалист	7,2	1000	7200
8	Анализ полученных результатов, выводы	Специалист	6,6	1000	6600
	Оценка эффективности полученных результатов	Руководитель Специалист	10,2	572	5834
	Составление пояснительной записки	Специалист	8,2	860	7052
Итого:					50898

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

$$Z_{\text{зп}} = Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}},$$

где  $Z_{\text{осн}}$  – основная заработная плата;

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

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

$$Z_{\text{осн}} = T_p \cdot Z_{\text{дн}},$$

где  $Z_{\text{осн}}$  – основная заработная плата одного работника;

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

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

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{\text{дн}} = \frac{Z_m \cdot M}{F_d} = \frac{51413 \cdot 10,4}{185} = 2890 \text{ руб.},$$

где  $Z_m$  – месячный должностной оклад работника, руб.;

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

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

Таблица 4.10 - Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Исполнитель
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней:		
- выходные		
- праздничные	118	118
Потери рабочего времени:		
- отпуск	62	72
- невыходы по болезни		
Действительный годовой фонд рабочего времени	185	175

Месячный должностной оклад работника:

$$Z_m = Z_{тс} \cdot (1 + k_{пр} + k_d) \cdot k_p = 23264 \cdot (1 + 0,3 + 0,4) \cdot 1,3 = 51413 \text{ руб.},$$

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

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

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

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

Тарифная заработная плата  $Z_{тс}$  находится из произведения тарифной ставки работника 1-го разряда  $T_{ci} = 600$  руб. на тарифный коэффициент  $k_t$  и учитывается по единой для бюджетной организации тарифной сетке. Для предприятий, не относящихся к бюджетной сфере, тарифная заработная

плата (оклад) рассчитывается по тарифной сетке, принятой на данном предприятии.

За основу оклада берется ставка работника ТПУ, согласно занимаемой должности. Из таблицы окладов для доцента (степень – кандидат наук) – 23264 руб., для ассистента (степень отсутствует) – 14584 руб.

Таблица 4.11 - Расчет основной заработной платы

Исполнители	З <sub>тс</sub> , тыс. руб.	к <sub>пр</sub>	к <sub>д</sub>	к <sub>р</sub>	З <sub>м</sub> , тыс. руб.	З <sub>дн</sub> , тыс. руб.	Т <sub>р</sub> , раб. дн.	З <sub>осн</sub> , тыс. руб.
Руководитель	23,264	0,3	0,4	1,3	51,413	2,890	21	60,690
Исполнитель	14,584	0	0	1,3	18,959	1,126	48	54,048
Итого:								114,738

#### 4.6 Дополнительная заработная плата исполнителей темы

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

Расчет дополнительной заработной платы ведется по следующей формуле:

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}} = 0,13 \cdot 60690 = 7890 \text{ руб};$$

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}} = 0,13 \cdot 54048 = 7026 \text{ руб},$$

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

#### 4.7 Страховые взносы

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

Величина страховых взносов определяется исходя из следующей формулы:

$$З_{внеб} = k_{внеб} \cdot (З_{осн} + З_{доп}) = 0,271 \cdot (60690 + 7890) = 18585 \text{ руб.},$$

$$З_{внеб} = k_{внеб} \cdot (З_{осн} + З_{доп}) = 0,271 \cdot (54048 + 7026) = 16551 \text{ руб.},$$

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

Таблица 4.12 - Отчисления на страховые взносы

Исполнитель	Основная заработная плата, тыс. руб	Дополнительная заработная плата, тыс. руб
	Исп. 1	
Руководитель	60,690	7,890
Специалист	54,048	7,026
Коэффициент отчислений на страховые взносы	0,271	
Итого		
Исполнение 1	35,136	

#### 4.8 Накладные расходы

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие статьи расходов: печать и ксерокопирование материалов исследования, оплата услуг связи, электроэнергии, почтовые и телеграфные расходы, размножение материалов и т.д. Их величина определяется по следующей формуле:

$$\begin{aligned} Z_{\text{накл}} &= (\text{сумма статей } 1 \div 7) \cdot k_{\text{нр}} = (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}} + Z_{\text{внеб}}) \cdot 0,16 \\ &= (60,690 + 54,048 + 7,890 + 7,026 + 35,136) \cdot 0,16 = \\ &= 26366 \text{ руб,} \end{aligned}$$

где  $k_{\text{нр}}$  – коэффициент, учитывающий накладные расходы.

Величину коэффициента накладных расходов можно взять в размере 16%.

#### 4.9 Формирование бюджета затрат научно-исследовательского проекта

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

Таблица 4.13 - Расчет бюджета затрат НТИ

Наименование статьи	Сумма, руб.	Примечание
1. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	114738	
2. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	14916	
3. Отчисления на страховые взносы	35136	
4. Затраты на покупку компьютера	26000	
5. Накладные расходы	26366	16% от суммы 1-2
6. Бюджет затрат НТИ	217156	Сумма ст. 1-5

#### 4.10 Определение ресурсоэффективности проекта

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

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

Интегральный финансовый показатель разработки определяется как:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп } i} = \frac{\Phi_{pi}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{217156}{217156} = 1,$$

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

$\Phi_{pi}$  – стоимость  $i$ -го варианта исполнения;

$\Phi_{\text{max}}$  – максимальная стоимость исполнения научно-исследовательского проекта (в т.ч. аналоги).

Полученная величина интегрального финансового показателя разработки отражает соответствующее численное увеличение бюджета затрат разработки в разах (значение больше единицы), либо соответствующее численное удешевление стоимости разработки в разах (значение меньше единицы, но больше нуля).

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

$$I_{pi} = \sum a_i \cdot b_i,$$

где  $I_{pi}$  – интегральный показатель ресурсоэффективности;

$a_i$  – весовой коэффициент разработки;

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

Таблица 4.14 - Сравнительная оценка характеристик проекта

Критерии	Весовой коэф.	Клапан осевого типа с гидравлическим приводом	Клапан осевого типа с другим видом привода	Клапан осевого типа с пневмоприводом
1. Безопасность	0,1	4	4	5
2. Удобство в эксплуатации	0,15	3	4	4
3. Срок службы	0,15	3	3	5
4. Ремонтопригодность	0,20	3	5	5
5. Надёжность	0,25	4	4	4
6. Материалоёмкость	0,15	4	3	5
Итого:	1	3,5	3,9	4,6

Рассчитываем показатель ресурсоэффективности:

$$I_p = 0,1 \cdot 5 + 0,15 \cdot 4 + 0,15 \cdot 5 + 0,2 \cdot 5 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 5 = 4,6.$$

$$I_p = 0,1 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 + 0,15 \cdot 3 + 0,2 \cdot 5 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 3 = 3,9.$$

$$I_p = 0,1 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 + 0,2 \cdot 4 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 = 4.$$

Показатель ресурсоэффективности проекта имеет высокое значение, что говорит об эффективности использования технического проекта.

Таким образом, клапан осевого типа «Mokveld» с пневмоприводом остается эффективным и сохраняет конкурентоспособность.

В ходе выполнения данной части выпускной работы была доказана конкурентоспособность данного технического решения, был произведен SWOT-анализ. Также был посчитан бюджет НИИ равный 217156 руб., основная часть которого приходится на зарплаты сотрудников. Данный раздел выполнялся на основе рекомендаций. Внедрение клапана осевого типа «Mokveld» позволяет получить большой экономический эффект за счет простоты конструкции, и как следствие, снижения затрат на его обслуживание. Герметичность клапана позволяет предотвратить утечки

рабочего агента, что положительно сказывается на устойчивости работы всей системы, а значит предотвращает вероятность чрезвычайной ситуации, последствия которой влекут большие материальные убытки.

## ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа 2БМ74	ФИО Попову Максиму Валерьевичу
-----------------	-----------------------------------

Школа Уровень образования	ИШПР Магистрант	Отделение школы (НОЦ) Направление/специальность	ОНД 21.04.01 «Нефтегазовое дело»
------------------------------	--------------------	--	-------------------------------------

### Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

<p>1. Описание рабочего места (рабочей зоны, технологического процесса, механического оборудования) на предмет возникновения:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– вредных проявлений факторов производственной среды (метеоусловия, вредные вещества, освещение, шумы, вибрации, электромагнитные поля, ионизирующие излучения)</li> <li>– опасных проявлений факторов производственной среды (механической природы, термического характера, электрической, пожарной и взрывной природы)</li> <li>– негативного воздействия на окружающую природную среду (атмосферу, гидросферу, литосферу)</li> <li>– чрезвычайных ситуаций (техногенного, стихийного, экологического и социального характера)</li> </ul>	<p>Рабочее место – дожимная компрессорная станция (ДКС). Оборудование: центробежный компрессор. Вредные факторы:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Повышенный уровень шума;</li> <li>– Повышенный уровень вибрации;</li> <li>– Действие силы тяжести, падение объектов на работающего;</li> <li>– Недостаток искусственного освещения.</li> </ul> <p>Опасные факторы:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Повышенная температура;</li> <li>– Пожароопасность;</li> <li>– Наличие вращающихся механизмов.</li> </ul> <p>Воздействие на окружающую среду:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Загрязнение атмосферы;</li> <li>– Загрязнение гидросферы;</li> <li>– Загрязнение литосферы.</li> </ul> <p>Защита в чрезвычайных ситуациях:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Аварийный останов при выходе из строя основных узлов компрессора;</li> <li>– Нарушение рабочего режима компрессора;</li> <li>– Аварийный останов при превышении уровня вибрации;</li> <li>– Пожар при разгерметизации трубопровода газа.</li> </ul>
<p>2. Перечень законодательных и нормативных документов по теме</p>	<p>ГОСТ 12.0.003-2015 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ. Вибрационная болезнь. Общие требования. ГОСТ 12.1.003-2014 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности. ГОСТ 12.1.007-76 ССБТ. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности. ГОСТ 12.4.011-89 ССБТ. Средства защиты работающих. Общие требования и классификация. СН 2.2.4/2.1.8.562–96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории застройки. СП 52.13330.2016 Естественное и искусственное освещение. Актуализированная редакция СНиП 23-05-95*</p>

**Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:**

<p>1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой;</li> <li>– действие фактора на организм человека;</li> <li>– приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ);</li> <li>– предлагаемые средства защиты (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства)</li> </ul>	<p>Физико-химическая природа вредных веществ:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Повышенный уровень шума;</li> <li>– Повышенный уровень вибрации;</li> <li>– Действие силы тяжести, падение объектов на работающего;</li> <li>– Недостаток искусственного освещения.</li> </ul> <p>Действие факторов на организм человека:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Повышение кровяного давления;</li> <li>– Ухудшение внимательности и памяти;</li> <li>– Снижение остроты зрения и слуха;</li> <li>– Замедление скорости реакции;</li> <li>– Быстрое утомление.</li> </ul> <p>Средства коллективной защиты:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Демпферы и виброгасители;</li> <li>– Шумопоглощающая изоляция</li> <li>– Звукоизолирующие кожухи.</li> </ul> <p>Средства индивидуальной защиты:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Одежда с виброизолирующими элементами;</li> <li>– Защитные очки и каска;</li> <li>– Боруши;</li> <li>– Противошумные наушники;</li> <li>– Противошумные вкладыши;</li> </ul>
<p>2. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой произведённой среды в следующей последовательности</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– механические опасности (источники, средства защиты);</li> <li>– термические опасности (источники, средства защиты);</li> <li>– электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, молниезащита – источники, средства защиты);</li> <li>– пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения)</li> </ul>	<p>Источник опасных факторов:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Разрушение рабочих колес компрессора;</li> <li>– Падение объектов на работающих;</li> <li>– Высокая температура узлов компрессора, компримируемого газа;</li> <li>– Статическое электричество.</li> </ul> <p>Средства защиты:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Своевременные проверки;</li> <li>– Защитные экраны;</li> <li>– Термостойкие перчатки;</li> <li>– Заземление компрессора и вспомогательного оборудования.</li> </ul> <p>Причины проявления опасных факторов:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Неправильная эксплуатация оборудования;</li> <li>– Износ оборудования;</li> <li>– Утечка газа.</li> </ul> <p>Профилактические мероприятия:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Обучение пожарной ТБ;</li> <li>– Контроль оборудования;</li> </ul> <p>Первичные средства пожаротушения:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Огнетушитель;</li> <li>– Песок.</li> </ul>
<p>3. Охрана окружающей среды:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– защита селитебной зоны</li> <li>– анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы);</li> <li>– анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы);</li> <li>– анализ воздействия объекта на литосферу (отходы);</li> <li>– разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.</li> </ul>	<p>Защита селитебной зоны:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Учет санитарно-защитной зоны при строительстве газоперекачивающих агрегатов.</li> </ul> <p>Воздействие на атмосферу связано с выбросами продуктов сгорания топлива, содержащие:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Продукты полного сгорания горючих компонентов топлива;</li> <li>– Компоненты неполного сгорания</li> </ul>

	<p><i>топлива.</i></p> <p><i>Воздействие на гидросферу:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <i>Возможный разлив смазочно-охлаждающих жидкостей.</i></li> </ul> <p><i>Воздействие на литосферу:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <i>Твердые бытовые отходы при техническом обслуживании и ремонте газотурбинных установок.</i></li> </ul> <p><i>Решения по обеспечению экологической безопасности:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <i>Соблюдение инструкций при операциях по наливу и сливу смазочно-охлаждающих жидкостей;</i></li> <li>– <i>Все работники должны быть обучены безопасности труда в соответствии с ГОСТ 12.0.004-90;</i></li> <li>– <i>применение индивидуальных средств защиты по типовым отраслевым нормам при работе с нефтепродуктами.</i></li> </ul>
<p><i>4. Защита в чрезвычайных ситуациях:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <i>перечень возможных ЧС на объекте;</i></li> <li>– <i>выбор наиболее типичной ЧС;</i></li> <li>– <i>разработка превентивных мер по предупреждению ЧС;</i></li> <li>– <i>разработка мер по повышению устойчивости объекта к данной ЧС;</i></li> <li>– <i>разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий</i></li> </ul>	<p><i>Возможные ЧС на объекте:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <i>Аварийный останов при превышении уровня вибрации;</i></li> <li>– <i>Аварийный останов при превышении уровня шума;</i></li> <li>– <i>Аварийный останов при превышении допустимой температуры деталей компрессора.</i></li> </ul> <p><i>В случае возникновения аварийной ситуации необходимо действовать согласно инструкции, предписанной данному предприятию на случай ЧС.</i></p>
<p><i>5. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</i></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– <i>специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства;</i></li> <li>– <i>организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны</i></li> </ul>	<p><i>Рассмотреть специальные правовые нормы трудового законодательства. Рассмотреть организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.</i></p>
<p><b>Перечень графического материала:</b></p>	
<p><i>При необходимости представить эскизные графические материалы к расчётному заданию (обязательно для специалистов и магистров)</i></p>	

<b>Дата выдачи задания для раздела по линейному графику</b>	
---	--

**Задание выдал консультант:**

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

**Задание принял к исполнению студент:**

Группа	ФИО	Подпись	Дата
2БМ74	Попов Максим Валерьевич		

## **5. Социальная ответственность**

### **Введение**

Выпускная квалификационная работа посвящена исследованию регулирования рабочих параметров в центробежных компрессорах газоперекачивающих агрегатов, которые используются для компримирования газа. В связи с этим данный раздел ВКР посвящен анализу возможных опасных и вредных факторов при работе с центробежным компрессором, входящим в состав ГПА. В качестве персонала рассматривается машинист технологических компрессоров.

Рабочим местом машиниста является машинный зал газоперекачивающего агрегата.

В обязанности машиниста входит обслуживание щитов управления агрегатного уровня, отдельных технологических компрессоров. Запуск и остановка газоперекачивающих агрегатов, регулирование технологического режима их работы, контроль за работой технологического оборудования. Ремонт компрессоров и их приводов, узлов газовых коммуникаций, аппаратов и вспомогательного оборудования цехов, выявление и устранение неисправностей в работе газоперекачивающих агрегатов. Ведение ремонтных журналов.

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

## 5.1 Профессиональная социальная безопасность

Факторы	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация	
1. Действие силы тяжести, когда оно может вызвать падение твердых объектов на работающего			+	ГОСТ 12.0.003-2015 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.
2. Повышение уровня общей вибрации			+	СН 2.2.4/2.1.8.566–96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий.
3. Повышение уровня шума		+	+	СН 2.2.4/2.1.8.562–96. Шум на рабочих местах, в помещениях жилых, общественных зданий и на территории застройки. СП 51.13330.2011. Защита от шума. Актуализированная редакция СНиП 23-03-2003
4. Отсутствие или недостаток необходимого искусственного освещения	+	+	+	СП 52.13330.2016 Естественное и искусственное освещение. Актуализированная редакция СНиП 23-05-95*
5. Отклонение показателей микроклимата		+		СП 60.13330.2016 Отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха. Актуализированная редакция СНиП 41-01-2003.

### 5.1.1 Опасные и вредные производственные факторы

В соответствии с ГОСТ 12.0.003-74 могут быть выделены следующие опасные и вредные факторы производственной среды на ДКС при работе с центробежным компрессором:

- природный газ, как вещество, образующее в смеси с воздухом взрывоопасную смесь;
- природный газ, как удушающее вещество;

- высокие температуры и давление рабочего тела, масла, газа при работе оборудования;
- шум и вибрация;
- наличие электроустановок;
- наличие вращающихся и грузоподъемных механизмов;

Воздействие на окружающую среду оказывает выхлопной газ, а также природный газ при не герметичности оборудования, трубопроводов, в аварийных ситуациях может выделяться в пространство рабочих помещений, в воздух рабочей зоны на наружных установках, создавая при этом пожарную и взрывную опасность.

### **5.1.2 Анализ выявленных вредных факторов производственной среды**

Клапан осевого типа фирмы «Mokveld» обеспечивает полную герметичность, следовательно, утечки газа возможны через фланцевые соединения, участки трубопроводов. Особенностью природного газа, такого как метан, является отсутствие цвета и запаха. Для обнаружения утечки необходимо производить одорирование – добавление специальных веществ со специфическим «запахом газа». Предусмотрен периодический контроль качества воздуха на рабочих площадках с отбором проб и их анализом в испытательной лаборатории месторождения.

В зависимости от длительного и интенсивного воздействия шума происходит снижение чувствительности органов слуха, которое выражается временным смещением порога слышимости, исчезающим после прекращения воздействия шума. При большой интенсивности и длительности шума происходят такие необратимые потери слуха, как тугоухость, которая характеризуется постоянной изменой порога слышимости.

Повышенный шум влияет на нервную и сердечно-сосудистую системы, репродуктивную функцию человека, вызывает нарушение сна, раздражение, агрессивность, утомление, способствует психическим заболеваниям.

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

Пагубное воздействие оказывает даже шум, не ощущаемый ухом человека (находящийся за пределами чувствительности его слухового аппарата): инфразвуки, к примеру, вызывают чувство тревоги, боли в ушах и позвоночнике, а при длительном воздействии сказываются на нарушении периферического кровообращения.

Октавные уровни звукового давления в соответствии с дополнением 4 к СНиП 1.02.01-85 и на рабочих площадках не должны превышать 80 дБ. Однако при работе уровень шума на ДКС может достигать 120 дБ.

Для снижения вредного воздействия шума на организм человека необходимо применение коллективных и индивидуальных средств защиты.

Для локализации источников шума установки предусмотрено расположение оборудования на отдельных технологических площадках.

Согласно ГОСТ 12.1.029-80 внутреннюю часть стен блока, где находится ЦК, следует покрыть шумопоглощающей изоляцией. Также возможно применение звукоизолирующего кожуха непосредственно для центробежного компрессора. В качестве средств индивидуальной защиты согласно ГОСТ 12.1.029-80 у персонала должны быть противошумные наушники, закрывающие ушную раковину снаружи, либо противошумные вкладыши, перекрывающие наружный слуховой проход и прилегающие к нему.

Воздействие вибрации на организм человека может привести к появлению вибрационной болезни, которая проявляется в нарушении работы сердечно-сосудистой и нервной систем, в поражении мышечных тканей и суставов, нарушении функций опорно-двигательного аппарата.

Воздействие локальной вибрации на организм человека приводит к головным болям, тошноте; оказывает воздействие на процесс кровообращения и нервные окончания. По ГОСТ 26568-85 к коллективным средствам защиты от вибрации относятся активные средства виброзащиты.

К индивидуальным средствам защиты от вибрации относятся специальные вибродемпфирующие перчатки, рукавицы, нагрудники, специальные костюмы, обувь.

### **5.1.3 Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды**

На дожимной компрессорной станции основным рабочим органом является привод и центробежный компрессор. На данных агрегатах имеются вращающиеся механизмы. Размещение оборудования, расположение рабочих мест, ширина проездов и проходов предусмотрены в соответствии с нормами технологического проектирования (СН 433-71, ВНТП 01-81) и обеспечивают свободный доступ к оборудованию, безопасное ведение работ (ширина проходов между технологическим оборудованием составляет не менее 0,5 метра). Также в качестве средств защиты необходимо использовать защитные экраны, закрывающие непосредственно рабочие части агрегата по ГОСТ 12.2.062-81.

Причиной пожара может стать утечка газа, дизельного топлива, которые используются в качестве топлива в приводе. В качестве меры профилактики должны использоваться системы контроля загазованности. На компрессорной станции должна предусматриваться система пенного пожаротушения, состоящая из резервуара с водой, насосной станции, сети пенных трубопроводов. Также должен быть противопожарный трубопровод с установленными гидрантами. Обязательно наличие огнетушителей на территории компрессорной станции.

Маслосистема представляет собой совокупность трубопроводов, окутывающих центробежный компрессор. Контакт с системой при работающем агрегате может привести к ожогам различной степени, в зависимости от времени контакта и температуры. В качестве средства защиты необходимо использовать термостойкие перчатки.

Внедрение клапана осевого типа фирмы «Mokveld» требует установку дополнительных датчиков для контроля работы клапана и всей системы в целом. Потребление электроэнергии невелико, следовательно, установка дополнительной молниезащиты и защиты от статического электричества не требуется. Питающее напряжение, необходимое для работы датчиков, мало и в случае возникновения искр является недостаточным для возгорания маслосистемы. Таким образом, дополнительное электрооборудование не является возможной причиной пожара.

## **5.2 Анализ влияния объекта исследования на окружающую среду**

### **5.2.1 Защита селитебной зоны**

При строительстве дожимных компрессорных станций, в которых в качестве привода центробежных компрессоров используются газотурбинные установки, газопоршневые, дизельные двигатели, учитываются нормы санитарно-защитной зоны согласно СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03. Для снижения неблагоприятного воздействия на организм человека и на окружающую среду для станции данная зона составляет 500м. С целью уменьшения загрязнения атмосферного воздуха вредными веществами, выделяемыми приводами, размещение приводов осуществляется с учетом господствующего направления ветра, чтобы уменьшить попадание веществ, загрязняющих атмосферный воздух, на селитебную зону.

### **5.2.2 Воздействие на атмосферу**

Приводом центробежного компрессора на ДКС является газотурбинная установка, использующая в качестве топлива природный газ, дизельное топливо. В общем случае продукты сгорания данного топлива могут содержать:

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

Выхлопные газы с продуктами неполного сгорания загрязняют атмосферу. Частицы, содержащиеся в выхлопном газе, наносят вред здоровью человека, попадая в органы дыхания.

Для снижения концентрации вредных веществ выхлопных газов необходима более тщательная подготовка топливного газа, для снижения содержания механических примесей, т.е. его дополнительное очищение.

Антипомпажный клапан обеспечивает газодинамическую устойчивость работы компрессора, не допуская явление помпажа. Это означает, что на единицу сожженного топлива приводом нагнетателя, он совершает большую полезную работу. Это приводит к снижению выброса вредных веществ в атмосферу.

### **5.2.3 Воздействие на гидросферу**

Возможным воздействием является разлив смазочно-охлаждающих жидкостей, а также отработанного масла поршневого компрессора и двигателя, в случае несоблюдения правил замены жидкостей и их транспортировки.

### **5.2.4 Воздействие на литосферу**

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

## **5.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях**

Существуют различные мероприятия по защите населения от ЧС. Это оповещение населения об опасности, его информирование о порядке действий в сложившихся чрезвычайных условиях; эвакуационные

мероприятия; меры по инженерной защите населения; меры радиационной и химической защиты; медицинские мероприятия; подготовка населения в области защиты от чрезвычайных ситуаций.

Самым главным является оповещение населения об опасности. Ведь как скоро выяснится, где опасность, тем быстрее проинформируют население о надвигающейся угрозе. Также важным является в этом сообщении то, как передают порядок правильных действий в сложившейся ЧС. Важно избежать паники населения. Своевременное оповещение производится органами гражданской обороны. Оно организуется, главным образом, по радио и телевидению. К примеру, услышав сигналы «Внимание всем!», нужно включить теле- и радиоприемники и ждать сообщения от органов власти. После выполнять дальнейшие действия по их указаниям!

Особое место занимает индивидуальная защита. Для защиты органов дыхания изготавливают тканевые маски, ватно-марлевые повязки, а для защиты кожных покровов используют различные накидки, плащи, резиновую обувь, резиновые или кожаные перчатки. Средства индивидуальной защиты обязательно должны присутствовать, как и на рабочем месте, так в домашних условиях.

Чрезвычайные ситуации классифицируются в зависимости от их характера, сферы возникновения, масштабов и размеров ущерба.<sup>[3]</sup>

По характеру источников возникновения: природного; техногенного; экологического; биолого-социального характера.

### **5.3.1 Анализ вероятных ЧС, которые может инициировать объект исследований**

ЧС, которые могут возникнуть при работе дожимной компрессорной станции, – это ЧС техногенного характера и экологического характера.

Техногенные чрезвычайные ситуации связаны с производственной деятельностью человека и могут протекать с загрязнением и без загрязнения окружающей среды. Наибольшую опасность в техногенной сфере

представляют транспортные аварии, взрывы и пожары, радиационные аварии, аварии с выбросом аварийно-химически-опасных веществ и др.

Техногенная чрезвычайная ситуация – это состояние, при котором в результате возникновения источника техногенной чрезвычайной ситуации на объекте, определенной территории или акватории нарушаются нормальные условия жизни и деятельности людей, возникает угроза их жизни и здоровью, наносится ущерб имуществу населения, народному хозяйству и окружающей природной среде. Различают техногенные чрезвычайные ситуации по месту их возникновения и по характеру основных поражающих факторов источника чрезвычайной ситуации.

Причиной возникновения техногенной чрезвычайной ситуации может быть опасное техногенное происшествие, в результате которого на объекте, определенной территории или акватории произошла техногенная чрезвычайная ситуация. К опасным техногенным происшествиям относят аварии на промышленных объектах или на транспорте, пожары, взрывы или высвобождение различных видов энергии.

Возможные ЧС на объекте:

- аварийная остановка при превышении частоты вращения;
- нарушение рабочего режима маслосистемы;
- аварийная остановка при превышении уровня вибрации;
- аварийная остановка при превышении уровня шума;
- аварийная остановка при превышении допустимой температуры деталей компрессора;
- пожар при повреждении системы подачи топлива в привод.

### **5.3.2 Обоснование мероприятий по предотвращению ЧС и разработка порядка действия в случае возникновения ЧС**

В число предупредительных мероприятий могут быть включены мероприятия, направленные на устранение причин, которые могут вызвать пожар (взрыв), на ограничение (локализацию) распространения пожаров,

создание условий для эвакуации людей и имущества при пожаре, своевременное обнаружение пожара и оповещение о нем, тушение пожара, поддержание сил ликвидации пожаров в постоянной готовности.

Соблюдение технологических режимов производства, содержание оборудования, особенно энергетических сетей, в исправном состоянии позволяет, в большинстве случаев, исключить причину возгорания. Своевременное обнаружение пожара может достигаться оснащением производственных и бытовых помещений системами автоматической пожарной сигнализации или, в отдельных случаях, с помощью организационных мер. Первоначальное тушение пожара (до прибытия вызванных сил) успешно проводится на тех объектах, которые оснащены автоматическими установками тушения пожара.

При ликвидации последствий ЧС техногенного характера осуществляют следующие мероприятия:

- поиск пострадавших;
- определение масштабов, степени и характера повреждений зданий и сооружений;
- определение мест аварий на коммунально-энергетических и технологических сетях, угрожающих жизни пострадавших и затрудняющих проведение спасательных работ;
- отключение поврежденных участков магистральных и разводных коммунально-энергетических и технологических сетей;
- расчистка магистральных маршрутов движения;
- расчистка подъездных путей к объекту ведения работ;
- расчистка площадок для расстановки техники на объекте ведения работ;
- обрушение (укрепление) строительных конструкций зданий и сооружений, угрожающих обвалом или затрудняющих проведение спасательных работ;

- фиксация завалов от смещения;
- высвобождение пострадавших (погибших) из-под завалов;
- оказание пострадавшим первой медицинской помощи и врачебной помощи на месте;
- эвакуация пострадавших в стационарные лечебные учреждения;
- оборудование мест для свалки строительного мусора;
- регистрация погибших (или их захоронение).

### **5.3.3 Описание превентивных мер по предупреждению ЧС**

Для предупреждения проявления данных чрезвычайных ситуаций необходимо соблюдать график технического обслуживания, текущего и капитального ремонта, для выполнения своевременной затяжки крепежных элементов, проверки работы деталей и механизмов, проверки и замены различных уплотнений, замены масла в маслосистеме, проверке работоспособности различных контрольных датчиков. Необходимо проверять знания и компетентность рабочего персонала, обслуживающего агрегаты на ДКС.

Основной причиной возникновения ЧС при работе ЦК является аварийная остановка при превышении допустимой температуры. В случае, когда антипомпажный клапан открыт, часть компримируемого газа направляется из нагнетательного трубопровода во всасывающий, а так как газ при сжатии нагревается, то при перепуске этого газа нагреваются все элемента компрессора.

В качестве меры защиты от перегрева необходимо обеспечить минимальное время работы клапана в открытом положении, сохранив при этом устойчивость работы. Другой мерой защиты является установка промежуточного аппарата воздушного охлаждения (АВО) между клапаном и всасывающим трубопроводом, чтобы охладить перепускаемый газ.

## **5.4 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности**

### **5.4.1 Специальные правовые нормы трудового законодательства**

Вахтовый режим работы — особая форма осуществления трудового процесса вне места постоянного проживания работников, когда не может быть обеспечено ежедневное их возвращение к месту постоянного проживания.

Законодатель устанавливает продолжительность вахты. Вахтой считается общий период, включающий время выполнения работ на объекте и время междусменного отдыха в данном вахтовом поселке. Рабочая смена может длиться ежедневно 12 ч подряд. Продолжительность вахты, включающая как рабочее время, так и время отдыха, не может превышать одного месяца.

В исключительных случаях с учетом мнения профкома продолжительность вахты может быть увеличена до трех месяцев (ст. 299 ТК РФ). За работу вахтовым методом производится доплата.

Часы переработки рабочего времени в пределах графика работы на вахте могут накапливаться в течение календарного года и суммироваться до целых дней с последующим предоставлением дополнительных дней отдыха.

В целях обеспечения прав и свобод человека и гражданина работодатель и его представители при обработке персональных данных работника обязаны соблюдать следующие общие требования:

1) обработка персональных данных работника может осуществляться исключительно в целях обеспечения соблюдения законов и иных нормативных правовых актов, содействия работникам в трудоустройстве, обучении и продвижении по службе, обеспечения личной безопасности работников, контроля количества и качества выполняемой работы и обеспечения сохранности имущества;

2) при определении объема и содержания обрабатываемых персональных данных работника работодатель должен руководствоваться

Конституцией Российской Федерации, настоящим Кодексом и иными федеральными законами;

3) все персональные данные работника следует получать у него самого. Если персональные данные работника возможно получить только у третьей стороны, то работник должен быть уведомлен об этом заранее и от него должно быть получено письменное согласие. Работодатель должен сообщить работнику о целях, предполагаемых источниках и способах получения персональных данных, а также о характере подлежащих получению персональных данных и последствиях отказа работника дать письменное согласие на их получение;

4) работодатель не имеет права получать и обрабатывать персональные данные работника о его политических, религиозных и иных убеждениях и частной жизни. В случаях, непосредственно связанных с вопросами трудовых отношений, в соответствии со статьей 24 Конституции Российской Федерации работодатель вправе получать и обрабатывать данные о частной жизни работника только с его письменного согласия;

5) работодатель не имеет права получать и обрабатывать персональные данные работника о его членстве в общественных объединениях или его профсоюзной деятельности, за исключением случаев, предусмотренных настоящим Кодексом или иными федеральными законами;

6) при принятии решений, затрагивающих интересы работника, работодатель не имеет права основываться на персональных данных работника, полученных исключительно в результате их автоматизированной обработки или электронного получения;

7) защита персональных данных работника от неправомерного их использования или утраты должна быть обеспечена работодателем за счет его средств в порядке, установленном настоящим Кодексом и иными федеральными законами;

8) работники и их представители должны быть ознакомлены под роспись с документами работодателя, устанавливающими порядок обработки

персональных данных работников, а также об их правах и обязанностях в этой области;

9) работники не должны отказываться от своих прав на сохранение и защиту тайны;

10) работодатели, работники и их представители должны совместно вырабатывать меры защиты персональных данных работников.

Лица, виновные в нарушении норм, регулирующих получение, обработку и защиту персональных данных работника, привлекаются к дисциплинарной и материальной ответственности в порядке, установленном настоящим Кодексом и иными федеральными законами, а также привлекаются к гражданско-правовой, административной и уголовной ответственности в порядке, установленном федеральными законами.

Размер оклада зависит от разных факторов, однако, важную роль играет регион добычи и, естественно, чем суровее условия и жизнь сотрудника в них, тем больше он зарабатывает и может рассчитывать на дополнительные финансовые надбавки.

В крупных компаниях, таких как «Газпром Нефть», работники получают действительно солидные суммы. Средняя зарплата в Газпроме составляет порядка 350 тысяч рублей, но этот показатель может быстро меняться, в том числе и от времени года. Лукойл около 161 тысяч рублей, Роснефть 140 тысяч рублей, Сургутнефтегаз 60-76 тысяч рублей.

На предприятии ООО «СН-Газдобыча», где студент проходил практику, заработная плата сотрудников дожимной компрессорной станции в среднем составляет: машинист технологических компрессоров 6-ого разряда – 55 тыс. руб., мастер ДКС – 70 тыс. руб., начальник смены – 65 тыс.руб., начальник установки комплексной подготовки газа и газоконденсата – 80 тыс. руб., главный механик – 100 тыс. руб.

Вместе с тем отдельные нормативные акты содержат положения о размере доплат за работу во вредных условиях труда. Так, постановлением Министерства труда РФ от 25 апреля 1995 года N 25

рекомендовано при оплате труда работников организации внебюджетной сферы экономики тарифные ставки (оклады) на работах с тяжелыми и вредными условиями труда увеличивать по сравнению с тарифными ставками (окладами) для аналогичных работ с нормальными условиями труда на 12%, а на работах с особо тяжелыми и особо вредными условиями труда — на 24%.

Компенсационные выплаты, связанные с режимом работы с условиями труда — выплаты, установленные в соответствии с инструкцией Госкомстата РФ "О составе фонда заработной платы и выплат социального характера" от 10 июля 1995 г. № 89 включают выплаты, связанные с районным регулированием заработной платы, доплаты за работу во вредных и опасных условиях труда и на тяжелых работах, оплату работы в выходные и праздничные дни, оплату сверхурочной работы, оплату работникам за дни отдыха (отгулы), предоставленные в связи с работой сверх нормальной продолжительности рабочего времени в случаях установленных законодательством, выплату разницы при временном замещении, компенсации за неиспользованный отпуск, оплату льготных часов подростков и т.д.

#### **5.4.2 Организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны исследователя**

Производственные объекты и помещения необходимо располагать с наветренной стороны (по розе ветров) по отношению к источнику возможного выделения сырого газа.

Машинный зал компрессорной установки должен быть в необходимой мере освещен с целью обнаружения работником при обходе подтеков масла, ослабления затяжки фланцевых соединений, наблюдения за рабочими параметрами на приборах. Также освещаться должна вся территория ДКС, а именно вспомогательное оборудование, такое как площадка газосепараторов, азотные ресивера, блок управления ДКС.

Машинный зал компрессорной установки должен быть оборудован приточной и вытяжной вентиляцией для поступления свежего воздуха при загазованности и охлаждения при штатном режиме работы. Также машинный зал оснащается системой автоматического газового тушения при обнаружении возгорания двумя датчиками из четырех.

Производственные объекты, газоопасные места и прилегающая к ним территория (в том числе подъездные пути), а также трассы действующих газо, нефте- и конденсатопроводов должны быть обеспечены необходимыми знаками безопасности и надписями.

Помещения для приготовления и приема пищи, отдыха свободной от работы вахты размещаются на расстоянии не менее 200 м от установки комплексной подготовки газа и газоконденсата.

Операторная ДКС оборудуется автоматизированным рабочим местом (АРМ) для контроля за параметрами компрессорной установки и вспомогательного оборудования.

## **Выводы**

Неправильная эксплуатация антипомпажного клапана, невыполнение требований охраны труда и промышленной безопасности могут нанести значительный вред рабочему персоналу и окружающей среде, так как работа в данной отрасли связана с высоким давлением, температурами, вероятностью падения тяжелых предметов, разгерметизацией сосудов. Поэтому при выполнении любых работ на территории ДКС необходимо соблюдать технику безопасности, в полной мере знать устройство и принцип действия оборудования, иметь средства индивидуальной и коллективной защиты. Регулярно должны проводиться учения ПЛВА (учения по предотвращению и ликвидации возможных аварий), чтобы выработать у сотрудников навыки и умения действий в нештатных ситуациях.

## **Заключение**

В данной работе было проведено исследование современных способов регулирования центробежного компрессора. Байпасирование газа на линию всасывания остается самым востребованным способом регулирования ЦК в силу простоты реализации и возможности регулировать производительность в широком диапазоне. Преимущества установки антипомпажного клапана преобладают над присущими недостатками в силу специфики антипомпажного регулирования.

В ходе работы была рассмотрена методика расчета и построения ГДХ центробежного компрессора при работе без регулирования и при открытии байпасного клапана. Были построены характеристики, отображающие эффективность применение выбранного способа регулирования.

Построена 3D модель клапана для расчета возникающих механических напряжений. В ходе расчетов выявлено, что самой нагруженной частью является сепаратор, в котором происходит редуцирование газа. Был произведен подбор альтернативных материалов для сепаратора, расчет и анализ напряженно-деформированного состояния в программном комплексе SolidWorks. На основе полученных результатов были сделаны выводы о возможности применения других материалов для изготовления сепаратора.

## Список использованных источников

1. Адаптация диалогового комплекса для расчета центробежного компрессора: Отчет о НИР / КГТУ им. А.Н.Туполева, Казань, 1995. - 75 с.
2. Александровский П.Г., Назаренко Н.И., Сухомлинов И.Я- Расчет характеристик холодильных центробежных компрессоров на режимах регулирования/Минхиммаш СССР-М, 1988. - 14 с.
3. Старосельский С. Встроенная система защиты от помпажа и контроля производительности центробежных компрессоров. – Компрессорная техника и пневматика, 2013. - 15 с.
4. Анисимов С.А., Селезнев К.П. и др. Способ работы лопаточного аппарата турбомашины. Свидетельство СССР №516829, Бюллетень "Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки", 1976, №21.
5. Афанасьев Б.В., Дроздов Ю.В., Лунев А.Т., Сафиуллин А.Г., Солтеев П.В. Методы исследования влияния газодинамических и геометрических данных центробежного компрессора с помощью математической модели//Казань, 2001. - 45-46 с.
6. Афанасьев Б.В., Сафиуллин А.Г., Солтеев П.В. Экспериментальный стенд и методика определения характеристик ступеней многовальных центробежных компрессоров//Казань, 2001. - 72-73 с.
7. Бондаренко Г.А., Довженко В.Н., Еременко Е.Н. Регулирование режима работы центробежных компрессорных установок. Обзорная информация, Серия ХМ-5. - Москва: ЦИНТИхимнефтемаш, 1982. - 37 с.
8. Бондаренко Г.А., Зиневич Г.Н. Об экономичности работы ступени центробежного нагнетателя с различными типами входных регулирующих аппаратов // Энергомашиностроение, 1982. - 7-10 с.
9. Бухарин Н.Н. Моделирование характеристик центробежных компрессоров; Машиностроение, Ленинградское отделение, 1983. - 214 с.
10. Бухарин Н.Н. О комбинированном регулировании холодильных центробежных компрессоров//Повышение эффективности холодильных машин: Сборник научных трудов. - Л.: ЛТИ им.Ленсовета. - 1982. - 79-88 с.

11. Виноградов Б.С., Красильников В.А. и др. Приближенный метод расчета характеристик центробежного компрессора с поворотным направляющим аппаратом на входе в колесо// Исследование рабочего процесса и характеристик центробежных компрессоров: Сборник статей/ Труды КАИ,- Вып.56; 1960 - С.НОИСС.
12. Владислав Крыллович. Концепция многовального безмультипликаторного центробежного компрессора // Компрессорная техника и пневматика. – 1999. - 33-39 с.
13. Вячкилев О.А., Дроздов Ю.В., Лунев А.Т. Система проектирования проточной части центробежных компрессоров // Сборник научных трудов ЗАО «НИИТурбокомпрессор». – Выпуск №4. - Казань, 1999. - 3-22 с.
14. Галеркин Ю.Б., Рекстин Ф.С. Методы исследования центробежных компрессорных машин. - Л.: Машиностроение, 1969. - 304 с.
15. Герд У. Вельк Редукторные турбомашины для воздушных и газовых процессов в химии и нефтехимии//Труды симпозиума потребители-производители компрессоров и компрессорного оборудования. - С.-Петербург, 1999. – 66 с.
16. Шишкин В.М. Повышение эффективности центробежных компрессоров общего назначения при работе на нерасчетных режимах изменением закрутки потока в ступенях - Казань, 1988. – 253 с.
17. Головин М.В., Сухомлинов И.Я., Александровский П.Г. Метод получения характеристик ступеней натуральных холодильных центробежных компрессоров на режимах регулирования//Повышение эффективности холодильного и компрессорного оборудования в процессе исследования и проектирования: Тематический сборник трудов, 1986. - 25-31 с.
18. ГОСТ8.563.1-97 "Диафрагмы, сопла ИСА 1932 и трубы Вентури, установленные в заполненных трубопроводах круглого сечения". - Взамен ГОСТ 23720-79, ГОСТ 26969-86, РД 50-213-80, МИ 2204-92, МИ 2346-95; Введ.01.01.99,- М: Изд-во стандартов, 1998.

19. ГОСТ8.563.2-97 "Методика выполнения измерений с помощью сужающих устройств". - Взамен ГОСТ 23720-79, ГОСТ 26969-86, РД 50-213-80, МИ 2204-92, МИ 2346-95; Введен 01.01.99. - М: Изд-во стандартов, 1998.
20. Гостелуоу Дж. Аэродинамика решеток турбомашин: Пер. с англ. - М.: Мир, 1987. - 392 с.
21. Воронежский А.В. Современные центробежные компрессоры. Вопросы оптимального применения в различных отраслях промышленности: сборник статей. – М.: ЗАО «Премииум Инжинириг», 2007. – 144 с.
22. Воронежский А.В. Современные компрессорные станции: справочное пособие – Москва: «Премииум Инжинириг», 2009. – 446 с.
23. Веригин И.С. Компрессорные и насосные установки: учебник – М.: Академия, 2007. – 288 с.
24. Шаммазов А.М. Проектирование и эксплуатация насосных и компрессорных станций: учебник / Шаммазов А.М., Александров В.Н., А. И. Гольянов А.И. – М.: Недра-Бизнесцентр, 2003. – 404 с.
25. Рафиков Л.Г. Эксплуатация газокomppressorного оборудования компрессорных станций/ Рафиков Л.Г., Иванов В.А. – М.: Недра, 1992. – 237 с.
26. Гриценко А.И. Газодинамические процессы в трубопроводах и борьба с шумом на компрессорных станциях / Гриценко А.И., Хачатурян С.А. – М.: Недра-Бизнесцентр, 2002. – 335 с.
27. Термогазодинамический и конструкторский расчет центробежных компрессорных машин на ЭВМ в диалоговом режиме (I-й этап САПР): учебное пособие / под ред. Чистякова Ф.М. – М.: Изд-во МГТУ, 1989. – 58 с.
28. Шнепп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. – М.: Машиностроение, 1995. – 240 с.
29. Дячек П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебное пособие. – М.: Издательство АСВ, 2012. – 432 с.
30. Селезнев К.П. Центробежные компрессоры/ Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. – Л.: Машиностроение, 1982. – 271 с.

31. Ден Г.Н. Механика потока в центробежных компрессорах. – Л.: Машиностроение, 1973. – 272 с.
32. Дунаев В.Ф. Экономика предприятий нефтяной и газовой промышленности. – М.: «Нефть и газ». 2006. – 352 с.
33. Белов С.В. Безопасность жизнедеятельности. 7-е изд. – М.: Высшая школа, 2007. – 616 с.
34. Блох Х. Компрессоры современное применение / Блох Х. Перевод с англ. Кодомского Л.Н. под ред. Дегтяревой Т.С., Курганова А.А. – М.: Техносфера, 2011. – 257 с.
35. Казакевич В.В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах. – М.: Машиностроение, 1974. – 264с.
36. Лямкин А.А. Система антипомпажной защиты газоперекачивающего агрегата / Лямкин А.А, Макаров Н.В. – Известия СПбГЭТУ «ЛЭТИ», 2011. №3. С. 52–55.
37. Нищета В.В. Предотвращение помпажа одиночно и параллельно работающих нагнетателей природного газа / Нищета В.В., Трифонов Н.Г., Овчинников В.П. – Металлургические процессы и оборудование, 2007. №4. С. 43–47.
38. Гузельбаев Я.З. Способ защиты компрессора от помпажа / Гузельбаев Я.З., Лунев А.Т., Хавкин А.Л. – Компрессорная техника и пневматика, 2013. №2. С. 9.
39. Кирюшин П. Требования к скорости системы управления для защиты компрессора от помпажа. – Компрессорная техника и пневматика, 2012. №3. С. 14.
40. Селезнев В.Е. Моделирование помпажных явлений в газотранспортных сетях / Селезнев В.Е., Прялов С.Н., Комиссаров А.С. – Газовая промышленность. 2008. №1. С. 84–89.
41. Исследование взаимного влияния углов установки лопаток входного регулирующего аппарата и лопаточного диффузора на эффективность работы центробежной компрессорной ступени консольного типа: Отчет о НИР/

НИИ- турбокомпрессор; Руководитель темы Сафиуллин А.Г.- N 3882-01., Казань, 2001. - 72с.

42. Исследование регулирования концевых ступеней холодильных центробежных компрессоров с колесами, имеющими выходные углы  $15^\circ$ ,  $22^\circ 30'$ ,  $32^\circ$  и  $45^\circ$  путем поворота лопаток диффузора; Ленинградский технологический институт холодильной промышленности (ЛТИХП), 1979. - 119 с.

43. Калнинь И.М. О регулировании производительности холодильных турбокомпрессоров с помощью входных направляющих аппаратов//Холодильная техника. -1970.-№ 10.-С. 15-21.

44. Камаев Ю.И., Зыков В.И., Селезнев К.П. Исследование регулирования рабочих параметров ступени центробежного компрессора с помощью безлопаточного диффузора переменной ширины, установленного перед лопаточным диффузором //Химическое и нефтяное машиностроение. - 1979.- №10. - С.20-22.

45. Капелькин Д.А., Евстафьев В.А., Рыжов О.Г. Исследование диффузоров холодильных центробежных компрессоров: Отчет о НИР / ЛТИХП. - Л, 1978. -280 с.

46. Кочетков Л.В. Исследование оптимальных режимов работы колеса осерадиального компрессора с предварительной закруткой потока//Энергомашиностроение. - 1972.- №7.- С. 15-16.

47. Латыпов Г.Г. Исследование аэродинамики промежуточных ступеней центробежных компрессоров при изменении закрутки на входе, 1981. - 20с.

48. Лившиц С.П. К вопросу о создании широкодиапазонной высокоэкономичной турбокомпрессорной машины//Теплоэнергетика. - 1957. - №10. - С.65-69.

49. Лившиц С.П. О взаимодействии диффузорного аппарата и спиральной камеры в центробежной компрессорной ступени концевого типа//Теплоэнергетика. - 1961. - №3. - С.22-28.

## Theoretical information on the operation of centrifugal superchargers

Студент:

Группа	ФИО
2БМ74	Попов Максим Валерьевич

Руководитель ВКР:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Профессор	Саруев Л.А.	Д.Т.Н.		

Консультант – лингвист отделения (НОЦ) школы ШБИП:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Бекишева Т.Г.			

## **2.2 Instability of superchargers. Surging**

The definition of "sustainability" in engineering is fundamental. It is usually understood as the ability of a system to return to the initial state when leaving it because of the influence of disturbing factors, both internal and external. In the case of gas-dynamic systems, stability refers to the ability of the network and the supercharger to maintain the gas supply to the pipeline at a given level in the event of deviations associated with external and internal disturbances. This concept is very complex and is characterized by many factors, the change of which is likely to occur limit, critical or emergency states of the system.

For example, the external influence is the disconnection of the power supply of the drive, which will lead to an emergency stop of the compressor with the possible formation of a critical or emergency situation in the system. It is appropriate to talk about the stability of the technological system as a whole, the logical unit of which should provide a backup mode of power supply. In this case, none of the elements of the system is able to provide a stable mode of operation. The failure of the supercharger or the depressurization of the pipeline are internal factors that determine the state of the gas-dynamic system. The failed equipment does not allow to provide steady gas supply. In this situation, the commissioning of backup units ensures the stability of the system. Deviations from the specified operating mode are due to voltage fluctuation, changes in the resistance of the network, changes in the volume mass of the gases being moved and many other factors [8].

Based on the above information, it can be concluded that during the operation of the gas-dynamic system in the absence of gross errors in the use of the compressor, there is a change in the characteristics of the supercharger and the network within certain limits (figure 2.1). In real operating conditions, it is possible to speak about a zone of modes change of functioning of the supercharger characterized by a range of productivity change  $\Delta L$  and pressure  $\Delta P$ .

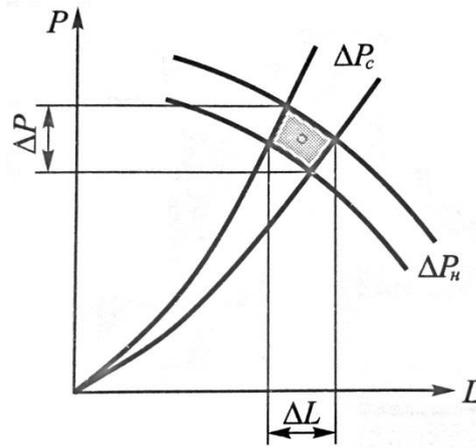


Figure 2.1 – Centrifugal blower of operating zone

Type characteristics of the compressor significantly affects the stability of its operating parameters. A significant influence on the stability of the gas-dynamic system can have a zone of characteristics in which the compressor will be operated. In Figure 2.2, a and b shows how the change in network characteristics affects the stable operation of the system. In the first graph, the characteristic movement within the specified limits leads to minor changes in performance and to large changes in pressure. With significant changes in pressure, the described part of the characteristic provides a relatively constant (stable) mode of supply of the working medium to the network. In the second case, the reverse situation is observed, when the supercharger operating mode is relatively stable in the developed pressure and unstable in performance at a given section of the characteristic.

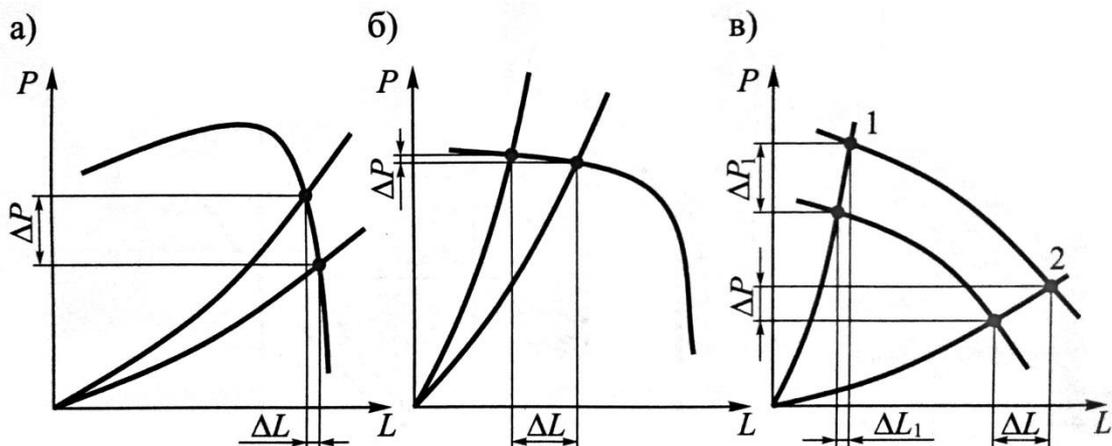


Figure 2.2 – Determination of stability of gas-dynamic system

The nature of the dependencies presented in figure 2.2, b, shows that the characteristics of the network can affect the nature of the stability of the system. When working on the network 1, the change in the characteristics of the supercharger does not have a significant effect on the gas supply to the consumer with a significant change in pressure. This network provides a relatively constant gas flow rate. When working on the network 2 it does not ensure the stability of the operating modes either relative to the flow rate or relative to the pressure.

Consider the reaction of the gas-dynamic system in the case of deviation of the parameters of the supercharger from the operating mode, which is determined by the position of the point "A". A short-term increase in the flow rate in the pipeline by  $\Delta L$  characterizes the degree of deviation from the operating mode. In Figure 2.3, a presents the characteristics of the system, which is characterized by the following reaction of its elements:

- increase in flow leads to an increase in aerodynamic drag in the network to a value of  $P_c$ ;
- increasing the capacity of the supercharger entails a decrease in the developed pressure to the value of  $P_H$ .

The reaction of the network elements will be the opposite when the flow rate is reduced.

With a decrease in the pressure developed by the compressor and an increase in the resistance of the network, the process is slowed down and the system parameters return to the initial position, i.e. to the point "A". The obtained data allow us to judge about the stability of the system to the processes of flow changes in the network. It should be noted that such a system is inherent in the property of self-regulation and the ability to return the parameters to the original value [4].

If we draw tangents to the lines of the characteristics of the network and the supercharger at point A, we find that the angle  $\alpha_H$  formed by the tangent to the characteristic of the supercharger with the L axis is greater than the angle  $\alpha_c$

formed by the tangent to the characteristic of the network with the L axis. They are in the following ratio:  $\alpha_H > \alpha_C$ .

In Figure 2.3, b presents the characteristics of the compressor, which when working on the network 1 is formed by a different nature of the reaction of its elements with increasing gas flow:

- for example, a decrease in flow rate leads to a decrease in network resistance;
- reducing the performance of the supercharger will reduce the developed pressure.

This system does not have the property of self-regulation and is unstable to the processes of flow change in the pipeline. The characteristics of this system do not contribute to the return of the parameters to the original value and in comparison with the previous example, the ratio of the angles between the tangents and the L axis will be determined by the dependence  $\alpha_H < \alpha_C$ .

Thus, as a criterion for the stability of the system with respect to changes in the flow rate in the network, you can select the condition moreover, the angles  $\alpha_H$  and  $\alpha_C$  may have a different ratio in different areas of the characteristics of the supercharger (figure 2.3, b).

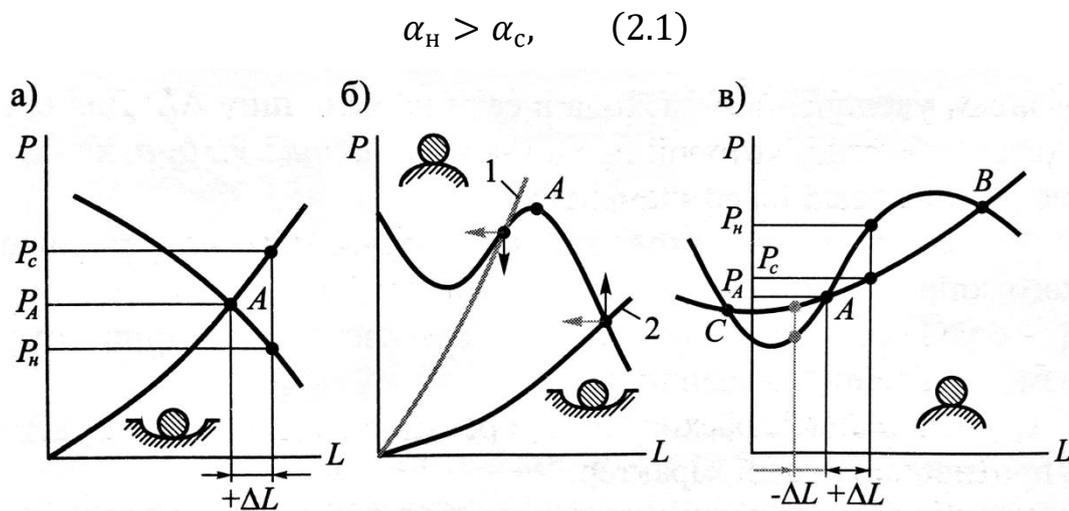


Figure 2.3 – Characteristics of the system under various conditions of the supercharger usage

In the theoretical analysis, another important fact should be noted, which will become obvious during the analysis of the joint operation of the supercharger and the network with the characteristics shown in( figure 2.3, B). The characteristics of the network with the backwater have two points of intersection

with the characteristics of the supercharger – points A and B. Thus, there are two possible modes of operation. However, it is impossible to predict which mode is the most likely. Consider the mode of operation with the initial parameters, which are determined by the position of the point A. When the system is brought out of this state in the direction of increasing the flow rate in the network, the working point will move to the point B, where the condition of the stable state of the system will be formed.

Reducing the flow rate in the network (figure 2.3, b) leads to a decrease in the resistance of the network and the developed pressure by the supercharger. The pressure of the supercharger, in this case, is reduced largely than losses in the network. Pressure losses in the pipeline are mainly due to the geometric parameters of the network and the speed of the pumped gas. To get a real picture of the process, it is necessary to consider the capacitance of the network. There may be a situation when the static pressure in the system exceeds the pressure developed by the supercharger. This will start the movement of the pumped gas through the compressor in the opposite direction and the operating parameters of the system will be determined by the position of point C (second quadrant). Gradually there will be a "bleed" of gas from the system and the working point will move to the first quadrant, where there is a high probability of a cyclic repetition of the process with a different range of changes in the system parameters. It can be concluded that a certain combination of operating parameters of the system, as well as its withdrawal from the operating mode, contributes to the formation of a mode of alternating compressor performance (self-oscillating mode).

Above a simplified picture of the development of unstable operation of the compressor is considered, followed by the output of its parameters in the second quadrant.

In technology, the described process of irregular gas supply by the compressor refers to unstable modes of operation and is called "surge".

The change in flow rate in the pipeline is due to a number of other reasons that differ from those discussed above. The ideal state of the system – a constant in

time or changing by a given law the flow rate of the working agent in the network. But do not forget that the processes of turbulence, and formation of vortices of various scales and their movement through the network also lead to the appearance of a pulsating nature of fluid motion.

### **2.2.1 The process of formation of surging**

Surging (FR. pompage) – a harmful phenomenon formed in the bladed superchargers, which consists in the fact that the continuous flow of the supplied gas is disturbed and becomes pulsating or irregular (including alternating).

Surging is a complex and diverse phenomenon. It can also occur when the network is throttled. The operating mode of the network is described by the parameters of point A (figure 2.4). Disconnecting consumers and reducing the analysis of compressed gas by throttling the network leads to an increase in its resistance. At this stage, the working point is moved according to the characteristics of the supercharger in the direction of point B. At a high rate of gas consumption reduction, i.e. fast closure of regulators, pull-down branches of the compressor characteristics a situation may emerge when the system pressure exceeds the compressor developed pressure. A necessary additional condition for this is the high capacity of the network. Above, applying the equation of Clapeyron – Mendeleev, it was proved that in this case the rate of static pressure drop in the pipeline may be negligible, and a situation is formed when  $P_c > P_H$ . In this case, the working point will move to point B (the second quadrant) and as the "bleed" will tend towards the point G. Due to the fall of the static pressure of the network and the low speed of the gas flow, the resistance of the pipeline will become insignificant, as a result the working point migrates to the position D. Gradually, the static pressure will increase and the backpressure of the network will increase, so the working point will again move towards the point B. The process will be cyclically repeated if the technological excitation of the network is not removed by this moment [16].

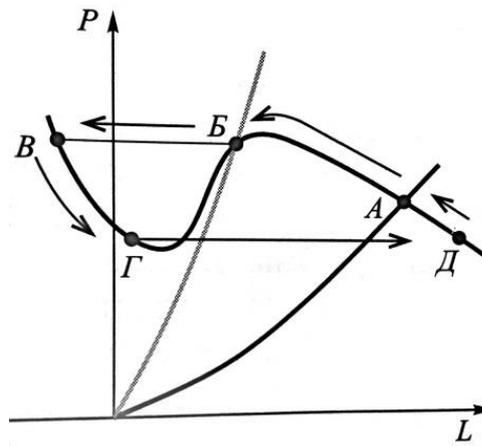


Figure 2.4 – The process of forming a surge

Surging in different conditions manifests itself with varying intensity. This can be either subtle changes in productivity, supply and capacity, or significant abrupt changes that are dangerous for the compressor unit, for the piping system and the plants and units, which are in contact with them. In the case of the formation of the self-oscillating process, the effects of surging can enhance resonance phenomena. There are cases of destruction of machines and pipelines.

Thus, under the surging need to understand the unstable mode of the compressor when there is a sharp pressure fluctuation (pressure) and flow rate of compressible gas [16].

Surge phenomena occur in kinetic compression compressors (centrifugal and axial). During the surging, the gas dynamics of the compressor flow part deteriorates sharply, as a result, it will not be able to develop the required pressure, but at the same time, the pressure behind it will remain high for a short time. The consequence of this will be the reverse flow of gas. The pressure behind the supercharger will drop, it will again develop the pressure, but in the absence of flow, the pressure will decrease sharply, and the situation will repeat. When surging, the whole structure experiences large dynamic loads, in most cases leading to its destruction.

### **2.2.2 Border of surging. Surge capacity. Anti-surge protection of compressors.**

The above information shows that the surge phenomena and unstable modes of operation are formed at a variable characteristic of the compressor in the case of the presence in the graphic image of extrema and inflection points.

At the stage of development of compressors, it is possible to prevent surging by means of such profiling of flow channels that prevent the appearance of extremes and inflection points in the characteristic, and in the presence of an ascending branch it would have the lowest slope. In order to prevent surging, the ideal nature of the change in the dependence  $p = f(L)$  is the presence of an exclusively descending branch of the characteristic.

As an organizational measure to prevent surging in some cases, the "dangerous" part of the characteristics of the supercharger is not presented in the catalogues. In other cases, the starting points of the self-oscillating processes on the characteristics presented for different numbers of revolutions together represent a line called the boundary of the surge [15].

When operating the compressor in the area, which is located to the left of the line, it is likely to cause surging – unstable operation mode, which is accompanied by pulsation in a wide range of supply and pressure of the supercharger. The main cause of the surge in the superchargers is a failure during the flow in the flow rts, the consequence is a sharp decrease in the developed pressure. In this case, the pressure in the network exceeds the pressure of the supercharger and the gas moves in the opposite direction. Depending on the characteristics of the network, its geometric capacity, gas-dynamic inertia and the frequency of natural oscillations of the volume of gas in it, the range of oscillations of performance and pressure is set in the surge mode.

Compressor operation in the surge mode is accompanied by a characteristic "popping", the design elements, particularly the rotor, experiencing alternating load; enhanced noise. When surging, dramatically increases the probability of an accident.

The boundaries of the surge can be determined experimentally during testing. In the process of regulation, the flow of output beyond the boundaries of the surge is unacceptable. To avoid this situation, centrifugal compressor manufacturers determine their control range within 75-100% of the nominal capacity [21].

To prevent the occurrence of surging, special anti-surge devices are used. For example, valves that are configured to bypass the gas from the discharge into the suction line of the supercharger with a decrease in performance to the boundary of the surge. In some cases, the discharge of compressed gas into the atmosphere is used. To determine the approach of the working point to the boundary of the surge, the gas flow rate or the pressure level in the pipeline is monitored.

Gas-dynamic stability of the compressor operation is usually estimated by the position of the working point relative to the boundary of the surge. To the right of the line of the border of the surge at a certain distance, which is characterized the surge stock, there is a control line – a line relative to which the working point should not go to the left.

The task of anti-surge protection and regulation is to maintain the surge reserve at a certain level, detect the approach of the working point to the surge line and remove the compressor from the surge zone. The surge reserve is maintained at a given level by the operational full or partial opening of the agro industrial complex when the working point is located on the control line or when it is rapidly approaching it. It should be noted that the operating point is held on the control line, reaching it. The degree of opening of valve is determined by the control loop of anti-surge control [18].

Elimination or prevention of surging is achieved by partial or complete opening of the agribusiness, followed by a smooth closing of the control valves with the output of the compressor operating point to the control line. If within a certain period of time the surge does not stop, the ACS GPA receives an emergency stop command FROM the anti-surge protection system.

So, the essence of anti-surge regulation is reduced to the management and control over the movement of the working point of the system in relation to the boundary line of the surge. Thus, it is necessary to consider the existing methods of controlling the operation of compressors.

### **2.3 Methods of controlling the operation of the blowers. Methods of influence on the network and the supercharger**

During the development of gas or hydraulic systems, the characteristics of the supercharger or a group of superchargers are selected based on the maximum values of the volume of the pumped medium. In real-world conditions, in most cases, for technological or other indications, it is necessary to carry out continuous control of the system parameters. For this reason, it is necessary to change the operating parameters of the compressor and (or) the network and provide the required value of the controlled parameter.

Management is a set of actions selected on the basis of certain information and aimed at maintaining a given level or change in accordance with the target function of the parameters of the installation or the system as a whole. The set of control actions when changing the mode of operation of the gas-dynamic system is determined based on the analysis of its characteristics. For example, to maintain the operating parameters of the system, namely the pressure and gas flow, at a given level, resort to possible effects, both on the characteristics of the supercharger and the characteristics of the network. Control is carried out in manual and automatic modes.

The term "regulation" (from Germ. regulieren – to regulate; from the Latin. regula – norm, rule) is used when it comes to maintaining a certain value or change within a given range of the physical quantity, which is a parameter of the installation. Part of the automatic control is the automatic control. Regulation of a parameter implies constant observation, measurement of its value, followed by an analysis of compliance with the specified value. If necessary, the formation and

implementation of the impact is formed, called the regulatory, which directly or indirectly leads the controlled parameter to the "norm".

When controlling the operating mode or adjusting the desired parameters of the installation, it is assumed to implement the effects without stopping the gas-dynamic system or its components. A cardinal way to change the operating mode of the system is to replace the transmission, a drive or even a compressor. Such steps can be called reconstruction, helping to adapt to new conditions, etc. These actions are carried out periodically when the operating characteristics of the system, after which the operation in the new mode lasts a long period of time. An example is the seasonal change in the performance of air cooling systems [3].

When regulating the supercharger – network system, it is necessary to take into account the characteristics of all elements of this system. The variety of characteristics of compressors leads to the need to use different kinds of effects.

The deviation of the compressor capacity from the "norm", as well as the flow rate in the network, for each case is carried out in a certain range. The ratio of the minimum value of the parameter to its maximum value determines the depth of regulation. The depth of regulation and the maximum value of the controlled parameter determine the type and characteristics of the regulators and the automatic control system as a whole.

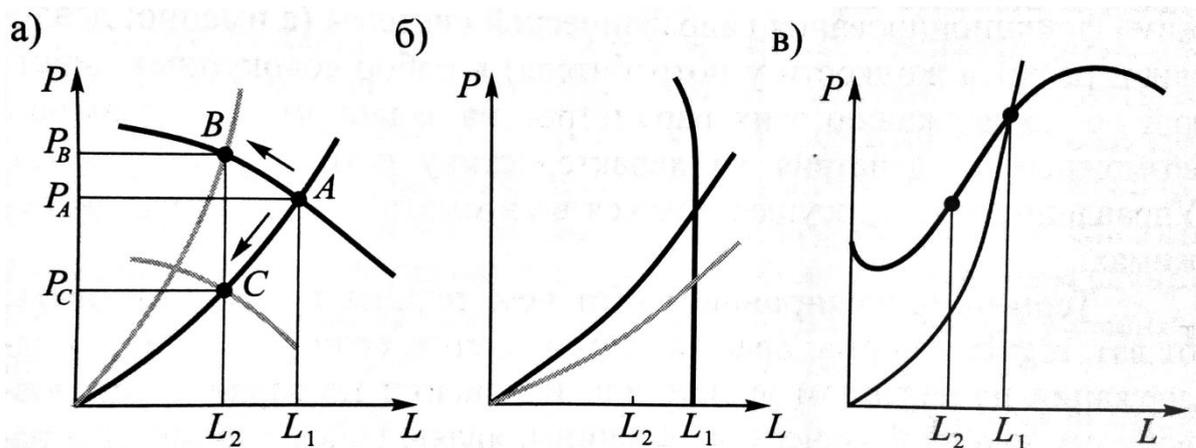


Figure 2.5 – Characteristics of the system in the coordinates P-L

Suppose that according to the task of regulating the gas flow in the pipeline should be reduced from  $L_1$  to  $L_2$ . In the supercharger – network system (figure 2.5) this is implemented in two ways:

- 1) regulation of network parameters by increasing its resistance. Then the operating point migrates according to the compressor characteristics to the "B" position;
- 2) change the parameters of the supercharger. In this case, the characteristics of the network remains unchanged, changing the characteristics of the supercharger. In this case, the working point will seek to characterize the network in the "C" position.

In the existing scientific and technical terminology, method 1 is traditionally called quantitative, and method 2 – qualitative.

As practice shows, the regulatory effects on the compressor in most cases are more advantageous from an economic point of view than the impact on the network.

In continuous capacity superchargers (figure 2.5, b), the supply of which is practically independent of the resistance of the network; the control action is usually implemented by affecting the compressor. In some cases, methods of influence on the network are used, for example, throttling on the suction of the compressor.

In some types of superchargers with complex characteristics, the increase in network resistance leads to a decrease in the developed pressure (figure 2.5, b). The increase in the developed pressure or its drop associated with a change in the characteristics of the network is not always consistent with the requirements of the process and can lead to unstable operating modes.

The number of existing methods for changing the resistance of the network is limited and is characterized only by the place of the regulatory body installation. It can be located directly after the compressor, before the compressor or on the bypass line. Note that you can change the resistance of the network by throttling it on the main pipelines and branches from them. For the purpose of changing the

resistance of the network there is a wide variety of regulatory bodies: valves, cranes, butterfly valves, gate, etc.

It should be emphasized that any impact on the network can only reduce the gas consumption in it.

### **2.3.1 Throttling control at discharge**

Regulation of the process in this case is carried out by installing the control valves (throttle device) on the discharge pipeline. This method of influence on the network is widely used in practice. With the help of the graph, which is shown in figure 2.5, a, it is possible to estimate the quantitative and qualitative results of throttling on injection. Type characteristics of the compressor has a significant impact on the process. Throttling regulation on discharge during operation of compressors of constant capacity does not lead to the expected result (figure 2.5, b).

Increasing the resistance of the network entails moving the working point from position "A" to position "B". At the same time, the range of regulation is limited due to the probability of surging.

Changing the characteristics of the supercharger does not lead to any additional costs for moving the medium in the network. However, additional one-time investments are required for the purchase and installation of devices that will change the characteristics of the compressor. Some of these devices also affect the network.

The considered method of regulation is characterized by high-energy costs. The process of throttling is associated with an increase in the power consumption of the drive, which is spent on overcoming the resistance of the network and overcoming the internal resistance of the compressor. The deeper the throttling process – the more unproductive power costs [13].

### 2.3.2 Regulation by throttling on the suction

This method of regulation has its differences from the throttling on the discharge. In this case, the pressure developed by the centrifugal compressor is proportional to the density of the compressed gas. Since this process is accompanied by a decrease in the static pressure at the inlet to the compressor, therefore, the density of the incoming gas to the impeller decreases. We can conclude that the pressure developed by the compressor will drop and non-production losses on the regulating body will decrease. For this reason, suction throttling is more cost-effective than discharge throttling.

### 2.3.3 Bypass

Bypass is the process of regulating the operation mode of a centrifugal compressor by passing gas from the discharge area to the suction area. The method consists in connecting a section parallel to the main network, the resistance of which is estimated by applying graphical constructions (figure 2.6). The position of point "A" determines the mode of joint operation of the compressor unit and the network when the bypass is closed. Consumption in the network corresponds to  $L_a$ . The opening of the bypass regulator means that a section with the characteristic  $P_{\bar{g}}$  is connected in parallel to the main network. As a result, we obtain the characteristic "network+bypass", which is determined by the above method and is represented by the line  $P_{\bar{g}+c}$ . The "network + bypass" collaboration parameters will be determined by the position of point "B". This gives an increase in compressor performance to the value  $L_{\bar{g}+c}$  when the supply to the network drops to  $L_c$  ( $L_c < L_a$ ). The gas flow through the bypass is equal to  $L_{\bar{g}}$ . These conclusions are made on the assumption that parts of a network parallel to the bypass (section a–b) have a negligibly small resistance. If this section will have a significant resistance, the network should be considered as a serial connection of the site a–b and the "other" sections of the network. In this case, the bypass is considered as a section connected in parallel to the "other" pipelines, and finding the total resistance of the network should be carried out according to the scheme [12]:

$$P_{c+\delta} = ((P_c - P_{a-\delta}) + P_\delta) + P_{a-\delta}. \quad (2.2)$$

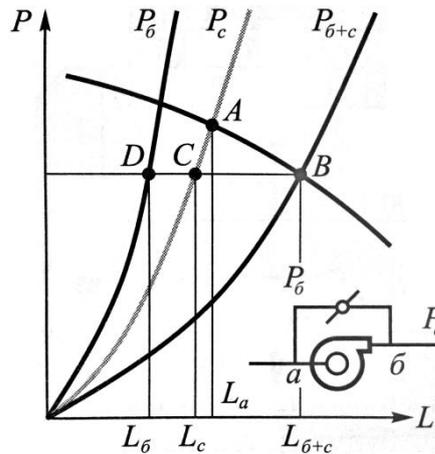


Figure 2.6 – Effects of bypass

With the increase in the productivity of the centrifugal compressor, the power consumption naturally increases. The opening of the bypass leads to additional power losses. In this case, they exceed the losses when using throttling. For bypassing the simplicity of the method at the highest cost from an energy point of view is characterized. To reduce the supply of compressed gas to the consumer, it is enough to open the bypass regulator that connects the discharge and suction area. In this case, the overall performance of the compressor will increase while reducing the supply of compressed gas to the network.

The bypass method is widely used in practice due to the ease of implementation and the ability to change performance over a wide range. However, with long-term opening of the bypass due to the receipt of hot gases from the discharge cavity in the suction area the temperature of the supercharger can significantly increase. The temperature rise is a characteristic feature of the compressor with an open bypass. But it should be noted that at low developing pressure of the compressor, the "temperature" effect of the opening of the bypass is smaller.

The use of bypass for regulating the operation of radial superchargers should be attributed to the most expensive of the available methods of influence on the network.