

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

Инженерная школа природных ресурсов

Направление подготовки: 15.03.02 «Технологические машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

Профиль подготовки: «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

Отделение нефтегазового дела

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Антипомпажное регулирование центробежного компрессора

УДК 621.515-5.001.5

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-4Е31	Голёнок Богдан Николаевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Васенин Сергей Сергеевич			

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Рахимов Тимур Рустамович	к.э.н.		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Король Ирина Степановна	к.х.н.		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
«Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф.-м.н.		

Томск-2018 г.

Запланированные результаты обучения по ООП

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС, критериев и/или заинтересованных сторон
Профессиональные компетенции		
P1	Применять глубокие естественнонаучные, математические и инженерные знания для разработки оборудования нефтяных и газовых промыслов.	Требования ФГОС (ПК-19, ПК-20, ПК-23), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.1; п. 5.2.4), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P2	Применять глубокие знания в области современных технологий нефтегазового производства для решения междисциплинарных инженерных задач.	Требования ФГОС (ПК-16, ОК-8), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.1; п. 5.2.2, п. 5.2.8), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P3	Ставить и решать инновационные задачи инженерного анализа, связанные с разработкой и эксплуатацией нефтегазопромыслового оборудования, с использованием системного анализа и моделирования объектов и процессов нефтегазового производства.	Требования ФГОС (ПК-1, ПК-3; ПК-10; ОК-2, ОК -6), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.2; п. 5.2.4), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P4	Разрабатывать технологические процессы, проектировать и использовать новое оборудование нефтяных и газовых промыслов, конкурентоспособных на мировом рынке машиностроительного производства.	Требования ФГОС (ПК-5, ПК-6; ПК-9);
P5	Проводить теоретические и экспериментальные исследования в области современных технологий нефтегазового производства.	ПК -23, ПК-26), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.3; п. 5.2.8), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P6	Внедрять, эксплуатировать и обслуживать нефтегазопромысловое	Требования ФГОС (ПК-19; ПК-20; ПК-21, ПК-24, ОК-6; ОК-7), Критерий 5 АИОР (п.

	оборудование, обеспечивать его высокую эффективность работы, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на нефтегазовом производстве, выполнять требования по защите окружающей среды.	5.2.4; п. 5.2.6; п. 5.2.7), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
Универсальные компетенции		
P7	Использовать глубокие знания по проектному менеджменту для ведения инновационной инженерной деятельности с учетом юридических аспектов защиты интеллектуальной собственности.	Требования ФГОС (ПК-9, ПК-10, ПК-11, ПК-12, ПК-13), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.1; п. 5.2.12), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P8	Активно владеть иностранным языком на уровне, позволяющем работать в иноязычной среде, разрабатывать документацию, презентовать и защищать результаты инновационной инженерной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-9; ПК-7, ПК-25), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.2; п. 5.2.13), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P9	Эффективно работать индивидуально, в качестве члена и руководителя группы, состоящей из специалистов различных направлений и квалификаций, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность следовать корпоративной культуре организации.	Требования ФГОС (ОК-5; ОК-Ю; ПК-6, ПК-17, ПК-18), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.11), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P10	Демонстрировать глубокие знания социальных, этических и культурных аспектов инновационной инженерной деятельности, компетентность в вопросах устойчивого развития.	Требования ФГОС (ПК-22, ОК-7), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.4, п. 5.2.5; п. 5.2.12), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI
P11	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-1, ОК-5), Критерий 5 АИОР (п. 5.2.6; п. 5.2.15), согласованный с требованиями международных стандартов EUR-ACE и FEANI

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

Инженерная школа природных ресурсов

Направление подготовки: 15.03.02 «Технологические машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

Профиль подготовки: «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

Отделение нефтегазового дела

УТВЕРЖДАЮ:

Руководитель ООП

_____ К.К. Манабаев

(Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ

на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Бакалаврской работы

Студенту:

Группа	ФИО
3-4Е31	Голёнок Богдан Николаевич

Тема работы:

Антипомпажное регулирование центробежного компрессора	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	26.01.2018, №415/с

Срок сдачи студентом выполненной работы:

--	--

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе	Исходными данными для расчета являются данные ПСИ, представленные в таблице 1 и групповые графики ГПА-2 ДКС МГКМ (см. приложения А и Б)
---------------------------------	---

Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	Анализ существующих методов и средств регулирования работы центробежных нагнетателей для поиска оптимального варианта антипомпажного регулирования, а также выбор подходящей конструкции регулирующего органа, как устройства для обеспечения газодинамической устойчивости центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата, устранения колебаний расхода и давления газа в системе «нагнетатель–сеть»
---	---

Перечень графического материала	1) Групповые графики ГПА-2 ДКС МГКМ 2) Визуализация течения газа через клапан «Mokveld» 3) Продольный разрез клапана осевого потока 4) Сборочный чертеж клапана «Mokveld»
--	--

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i>	
Раздел	Консультант
Ресурсоэффективность и финансовый менеджмент	Рахимов Тимур Рустамович, к.э.н.
Социальная ответственность	Король Ирина Степановна, к.х.м.

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

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Васенин Сергей Сергеевич			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-4Е31	Голёнок Богдан Николаевич		

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

Инженерная школа природных ресурсов

Направление подготовки: 15.03.02 «Технологические машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

Уровень образования: Бакалавриат

Профиль подготовки: «Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

Период выполнения: весенний семестр 2017/2018 учебного года

Форма представления работы:

Бакалаврская работа

КАЛЕНДАРНЫЙ РЕЙТИНГ-ПЛАН
выполнения выпускной квалификационной работы

Срок сдачи студентом выполненной работы:	
--	--

Дата контроля	Название раздела (модуля) / вид работы (исследования)	Максимальный балл раздела (модуля)
28.03.2018	Сдача обзора литературы	30
30.03.2018	Сдача объектов и методов исследования	30
09.04.2018	Сдача расчетно-конструкторской части	30
13.04.2018	Устранение ошибок	10

Составил преподаватель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ассистент	Васенин Сергей Сергеевич			

СОГЛАСОВАНО:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
«Машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»	Манабаев Кайрат Камитович	к.ф.-м.н.		

Реферат.

Выпускная бакалаврская работа 108 с., 22 рис., 7 табл., 23 источника, 5 прил.

Ключевые слова: помпаж, антипомпажное регулирование, центробежный нагнетатель, регулирующий клапан, дожимная компрессорная станция.

Объектом исследования являются помпажные явления и существующие способы регулирования работы центробежных нагнетателей.

Цель работы – анализ существующих методов и средств антипомпажного регулирования, поиск оптимальной конструкции регулирующего устройства для предупреждения возникновения помпажа.

В процессе исследования проводился расчет и построение газодинамических характеристик центробежного нагнетателя НЦ-6ДКС с целью дальнейшего анализа уровня эффективности полученного решения.

В результате исследования найдено решение, предотвращающее возникновение помпажа на ранней стадии и позволяющее увеличить эффективность эксплуатации центробежных нагнетателей.

В будущем планируется поиск путей оптимизации проточной части регулирующего клапана.

Нормативные ссылки

В настоящей работе использованы ссылки на следующие стандарты:

ГОСТ 14202-69. Сигнальная окраска трубопроводов.

ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. Шум. Общие требования безопасности.

ГОСТ 12.1.004-91 ССБТ. Пожарная безопасность. Общие требования.

ГОСТ 12.1.007-76 ССБТ. Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности.

ГОСТ 12.1.010-76 ССБТ. Взрывобезопасность. Общие требования.

ГОСТ 12.1.011-78 ССБТ. Смеси взрывоопасные. Классификация и методы испытаний.

ГОСТ 12.4.011-89 ССБТ. Средства защиты работающих. Общие требования и классификация.

СНиП 21-01-97. Пожарная безопасность зданий и сооружений. М.: Госстрой России, 1997. – с. 12.

СНиП 2.01.02-85. Противопожарные нормы.

ГОСТ 17.2.1.03-84. Охрана природы. Атмосфера. Термины и определения контроля загрязнения.

СН 433-71, ВНТП 01-81. Нормы технологического проектирования.

РД 34.21.122-87. Инструкция по устройству молниезащиты зданий и сооружений.

РД 39-22-113-78. Временные правила защиты от проявлений статического электричества на производственных установках и сооружениях нефтяной и газовой промышленности.

РД БТ 39-0147171-003-88. Требования к установке датчиков стационарных газосигнализаторов в производственных помещениях и на наружных площадках предприятий нефтяной и газовой промышленности.

СНиП 2.04.01-85. Внутренний водопровод и канализация зданий.

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

Список сокращений

- ДКС – дожимная компрессорная станция
- ФС – фильтр-сепаратор
- МГКМ – Мыльджинское газоконденсатное месторождение
- АПК – антипомпажный клапан
- САУ – система автоматического управления
- ГПА – газоперекачивающий агрегат
- КПД – коэффициент полезного действия
- ПСИ – приемо-сдаточные испытания
- ГДХ – газодинамические характеристики
- СИ – международная система единиц
- ЦБН – центробежный нагнетатель
- ГТУ – газотурбинная установка
- СТ – свободная турбина
- ТГ – топливный газ
- ДВК – дозрывная концентрация
- КИПиА – контрольно-измерительные приборы и автоматика
- ЭТЛ – электротехническая лаборатория
- УКПГ – установка комплексной подготовки газа
- ПГ – пожарный гидрант
- ЦСГ – цех сепарации газа
- СЭБ – служебно-эксплуатационный блок
- ПДВ – предельно-допустимый выброс
- АВО – аппарат воздушного охлаждения
- ВХ – воздушный холодильник
- ДЭС – дизельная электростанция
- ТБО – твердые бытовые отходы
- КОС – канализационные очистные сооружения

Определения

В данной 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.

Нагнетательная установка: нагнетатель с системой обеспечения собственных условий функционирования и с короткими (присоединительными) участками сети, предназначенными для подвода и отвода рабочего агента.

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

Газодинамическая система: включает нагнетатель (нагнетатели) и обслуживаемую им (ими) трубопроводную сеть.

Конфигурация системы: комплекс геометрических и технологических величин, дающих сведения о трассировке сети, расположении всех элементов и закономерностях изменения параметров, характеризующих ее состояние.

Рабочий агент: газовые или капельные жидкости (чистые и с примесями), перемещаемые нагнетателем.

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.

Оглавление

Введение.....	12
1. Обзор литературы	13
1.1 Характеристика сети.....	13
1.2 Действительные характеристики центробежных нагнетателей.....	17
1.3 Совместная работа нагнетателя и сети	19
2. Объект и методы исследования.....	21
2.1 Объект исследования	21
2.2 Неустойчивость работы нагнетателей. Помпаж.....	21
2.3 Способы управления работой нагнетателей. Способы воздействия на сеть и нагнетатель.	31
2.4 Регулирующий клапан «Mokveld»	38
3. Расчетно-конструкторская часть.....	52
3.1 Расчет и построение газодинамических характеристик НЦ-6ДКС.....	52
4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение.....	77
4.1 Потенциальные потребители результатов исследования.	77
4.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения.....	78
4.3 SWOT – анализ	80
4.4 Планирование научно-исследовательских работ	84
4.5 Определение ресурсоэффективности проекта	100
5. Социальная ответственность	106
5.1 Опасные и вредные производственные факторы	106
5.2 Анализ выявленных вредных факторов производственной среды.....	107
5.3 Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды.	109

5.4 Охрана окружающей среды	110
5.5 Защита в чрезвычайных ситуациях.....	113
5.6 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасност.....	114
Заключение	116
Список использованных источников	117
Приложение А	119
Приложение Б.....	120
Приложение В.....	121
Приложение Г	122

Введение

Надежная и эффективная работа трубопроводных газотранспортных систем определяется обеспечением газодинамической устойчивости центробежных нагнетателей газоперекачивающих агрегатов. Потеря по различным причинам газодинамической устойчивости приводит центробежный нагнетатель к режиму помпажа, который характеризуется интенсивными колебаниями расхода и давления газа в системе «нагнетатель–сеть», что, в свою очередь, часто приводит к авариям с крупными поломками центробежного нагнетателя, приводного двигателя газоперекачивающего агрегата и другого оборудования. Для устранения этих явлений и обеспечения надежной работы центробежных нагнетателей газоперекачивающих агрегатов разрабатывается конструкция, с помощью которой возможно регулирование подачи газа и устранение пульсаций при работе газотранспортных систем.

Целью работы является анализ существующих методов и средств регулирования работы центробежных нагнетателей для поиска оптимального варианта антипомпажного регулирования, а также выбор подходящей конструкции регулирующего органа, как устройства для обеспечения газодинамической устойчивости центробежного нагнетателя газоперекачивающего агрегата, устранения колебаний расхода и давления газа в системе «нагнетатель–сеть».

Исходя из цели, можно сформулировать задачи работы:

1. Провести обзор и анализ методов и средств антипомпажного регулирования центробежного нагнетателя;
2. Найти конструкцию регулирующего устройства для целей антипомпажного регулирования, обосновать ее применение газодинамическим расчетом;
3. Создать методику расчета и построения газодинамических характеристик компрессора;
4. Провести анализ эффективности выбранного решения.

1. Обзор литературы

1.1 Характеристика сети

Сеть является частью газодинамической системы. В общем случае состоит из системы сообщающихся трубопроводов, запорно-регулирующих устройств, фасонных частей обслуживаемых нагнетателем объектов. Перечисленные элементы сети предназначены для целенаправленного перемещения заданного объема рабочего агента. По виду траектории перемещаемой среды сети бывают разомкнутыми и замкнутыми (кольцевыми), с постоянным и переменным расходом по трассе сети. Для разомкнутых сетей характерно наличие приемников перемещаемой среды у входа ее в сеть и концевых элементов. В данном случае под концевыми элементами следует понимать устройства для приема жидкости из трубопроводов с целью использования ее по назначению. Это могут быть газораспределители, вводы в сосуды (в том числе и находящиеся под давлением), технологические блоки и т.п.

Сети бывают простые, состоящие из одного или нескольких участков, и сложные. Частным случаем простой сети является вырожденная сеть, у которой участки трубопроводов вообще отсутствуют. Сложные сети имеют разветвленный характер, каждая ветвь такой сети может иметь параллельно и последовательно 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. Каждая сеть характеризуется потерями энергии, затрачиваемыми на перемещение перекачиваемой среды по трубопроводам. В рассматриваемых случаях затрачиваемая на перемещение среды энергия передается ей в виде давления (напора), формируемого рабочими органами нагнетателя. Создаваемое нагнетателем давление P (или напор H) расходуется на преодоление сопротивления каждого элемента сети. Потери давления

(напора) состоят из внутренних и внешних потерь. Внешние потери связаны с входом рабочего агента в сеть и выходом его из сети. Внутренние потери определяются энергетическими затратами на перемещение газа по трубопроводам и проточным частям обслуживаемых нагнетателем объектов. В некоторых случаях нагнетателю приходится преодолевать и сопротивление, вызванное разницей давлений в емкостях, расположенных до и после нагнетателя. Сумма всех потерь давления в сети определяет ее полное сопротивление. Внутренние потери давления делятся на потери давления по длине трубопроводов и на местные потери. Потери давления по длине трубопроводов обусловлены затратами энергии на трение перемещаемой среды о внутреннюю поверхность прямолинейных участков трубопроводов и на трение между слоями, движущимися с различной скоростью. Местные потери формируются в фасонных частях трубопроводов, в арматуре и т.п. и связаны с изменением направления и величины скорости движения потока, с оговоренным выше характером трения и т.д. В общем случае сопротивление сети по расчетному направлению течения среды может быть представлено формулой [11]:

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

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;

ρ – плотность перемещаемой среды, кг/м³;

g – ускорение свободного падения, м²/с;

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

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

$$P = k \cdot L_H^n + P_0, \quad (2)$$

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 (2).

Параметры k и n на стадии проектирования определяются расчетом, для эксплуатируемых сетей их можно найти по результатам измерения фактической производительности нагнетателя и развиваемого им давления.

Уравнение (2) называют характеристикой сети. Отметим, зависимость (1) отображает упрощенный подход к расчету сопротивления сетей. Однако его следует признать обоснованным для применения в практике проектирования систем и анализа работы нагнетателей.

Графическое представление некоторых видов характеристик дано на рисунке 1, а. Здесь $P_{вс}$ – модуль величины разряжения перед приемником среды; $P_{наг}$ – давление в приемнике среды у потребителя; $P_0 = P_{вс} + P_{наг}$.

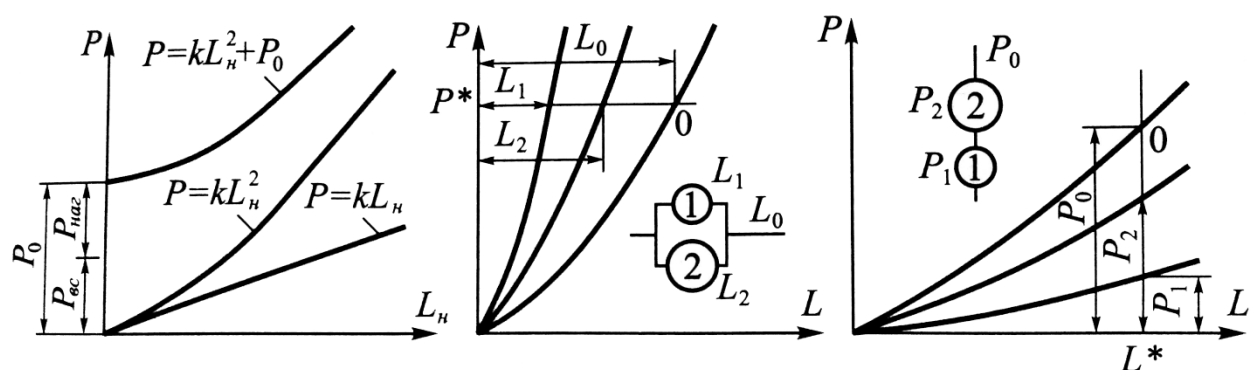


Рисунок 1 – Различные характеристики сетей; а – некоторые виды графических характеристик сетей; б – построение суммарной характеристики сети при параллельном соединении участков в общую сеть; в – то же при последовательном соединении участков.

При параллельном соединении участков правило нахождения суммарной характеристики сформированного элемента сети может быть выведено исходя из следующих соображений. Безусловно, что соотношение между расходами по участкам 1 и 2 и расходом в общем трубопроводе (рисунок 1, б) определяется выражением $L_0 = L_1 + L_2$. При этом потери давления при перемещении указанных расходов по рассматриваемым участкам могут быть только равными ввиду того, что точка деления и слияния потоков является общей для каждого из участков, $P_1 = P_2$. На основании этого можно утверждать: для построения суммарной характеристики параллельно соединяемых участков сети на линиях постоянных потерь давления P^* необходимо складывать величины расходов. Это правило и применено при построении точки O на суммарной характеристики параллельно соединяемых двух участков сети с различной пропускной способностью (см. рисунок 1, б). Далее график суммарной характеристики может быть построен с использованием формулы $P = k \cdot L^2$ (постоянная k находится из соотношения $P^* = k \cdot L_0^2$) или путем нахождения семейства точек на суммарной характеристике для других значений P^* .

При последовательном соединении участков в элемент сети соотношение между расходами несжимаемой жидкости в герметичной сети может быть только таким: $L_0 = L_1 = L_2$. Вполне очевидно, что суммарные потери давления в элементе сети будут равны сумме потерь на составляющих его участках, $P_0 = P_1 + P_2$. В этой связи правило поиска суммарной характеристики последовательно соединяемых участков может быть сформулировано следующим образом: для построения суммарной характеристики последовательно соединяемых участков сети на линиях постоянных расходов L^* необходимо складывать величины потерь давления. Пример построения точки O на суммарной характеристике последовательно соединенных двух участков с различными характеристиками сопротивления представлен на рисунок 1, в. В соответствии с приведенными выше

соображениями может быть построена характеристика элемента и для требуемого диапазона расходов [11].

Отметим, что характеристика сети может изменяться в процессе эксплуатации. На этот процесс оказывает влияние изменение температуры и режима отбора перекачиваемой среды, состава и концентрации примесей, изменение в процессе эксплуатации сечения и характеристик внутренней поверхности трубопроводов и т.п.

1.2 Действительные характеристики центробежных нагнетателей

Испытания различных типов радиальных нагнетателей и практика их эксплуатации позволили получить достаточно обширный экспериментальный материал. Анализ показал, что характеристики центробежных нагнетателей можно свести к трем основным типам, представленным на рисунок 2. Тип 1 имеют нагнетатели с загнутыми назад лопатками. Характеристики, представленные кривыми 2 и 3, имеют нагнетатели с загнутыми вперед лопатками. Влияние на форму кривой в области малых значений производительности оказывают потери, связанные с входом перекачиваемой среды на рабочее колесо, и неустойчивый характер течения в этой области.

Развиваемое нагнетателем полное давление является суммой статического и динамического давлений. По мере увеличения производительности нагнетателя динамическое давление возрастает, а полное давление, за исключением некоторых участков характеристики, снижается. При достижении равенства $P = P_d$ статическое давление равно нулю. На этом режиме работы статическое давление, развиваемое нагнетателем, полностью затрачивается на преодоление его внутренних сопротивлений. На преодоление внешних сопротивлений может расходоваться только динамическое давление нагнетателя. 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 $n = const$.

Каждая из них, рассматриваемая отдельно, называется неполной характеристикой нагнетателя. Комплекс этих характеристик уже дает полное представление о возможностях нагнетателя и называется полной характеристикой.

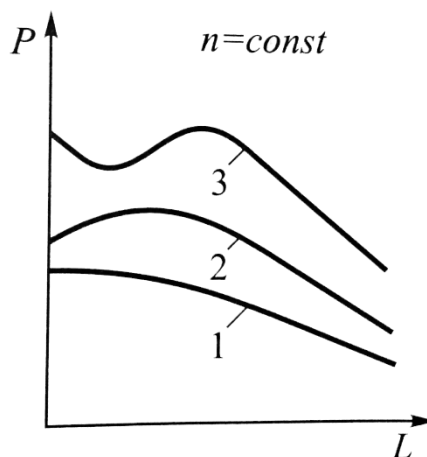


Рисунок 2 - Действительные характеристики центробежных нагнетателей

Информация о функциях P , N , $\eta = f(L)$ для реально применяемых чисел оборотов и режимов работы центробежных нагнетателей дается производителями на основании экспериментальных исследований. В соответствии с условиями применения конкретного типа нагнетателя характеристика его может иметь те или иные особенности.

Характеристики центробежного компрессора существенно зависят от термодинамических и физических свойств перемещаемого газа. Этот факт показывает, что радиальные компрессоры, как правило, изготавливаются для работы на одном виде газа. Перевод компрессора на перемещение другого вида газа требует изменения его конструкции или режима работы.

При регулировании центробежные компрессоры имеют сравнительно узкий диапазон изменения производительности. Если не применять изменение частоты вращения вала 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 зависимости $P = f(L)$, $N = f(L)$, $\eta = f(L)$ для центробежных нагнетателей. Данные характеристики можно представить пользователю только в виде графиков. Это объясняется прежде всего сложностью математических формул, с помощью которых можно было бы аппроксимировать экспериментально полученные данные 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. Характеристика же сети описывается достаточно простыми зависимостями. Сеть и нагнетатель являются элементами системы и в эксплуатационном режиме имеют одинаковое значение рабочих параметров. Решение системы уравнений $P = f(L)$ и $P_c = f(L)$ позволило бы в каждом случае найти параметры совместной работы нагнетателя и сети. Отсутствие аналитических зависимостей $P = f(L)$ приводит к тому, что эта задача решается графическим способом путем наложения характеристик. Для этого на одном координатном поле необходимо провести график изменения полного давления, развиваемого нагнетателем, и в том же масштабе характеристику сети (рисунок 3, а).

Полученная таким образом на пересечении характеристик точка «А» 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 $L_c = L_a$.

Следует отметить, что в рассматриваемой ситуации точка «А» определяет единственно возможный режим совместной работы рассматриваемых нагнетателя и сети. Например, при увеличении производительности нагнетателя $L > L_a$ его развиваемое давление снижается, а

сопротивление сети возрастает, т.е. параметры элементов данной системы становятся уже несовместимыми. Несовместимость возникает и при $L < L_a$.

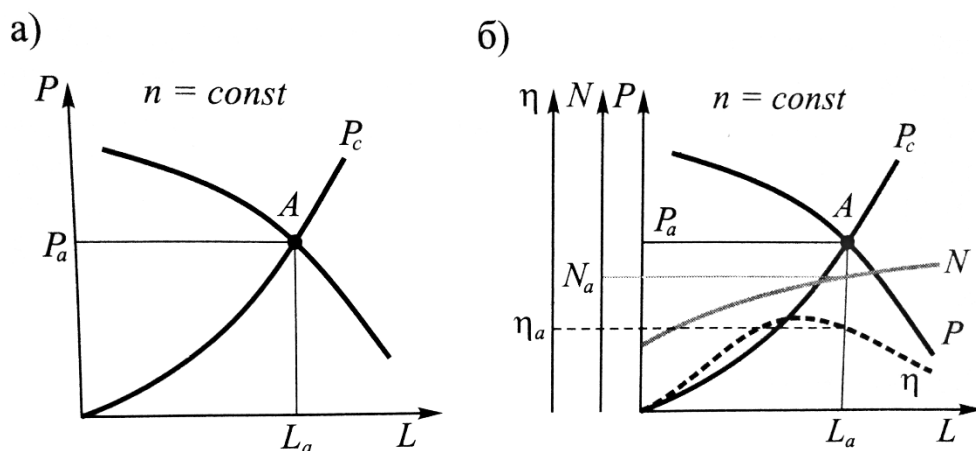


Рисунок 3 – Определение параметров совместной работы нагнетателя и сети

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

Отметим, что в реальных условиях эксплуатации и характеристика сети, и характеристика нагнетателя меняются в зависимости от воздействия на систему внешних и внутренних факторов. Параметры работы системы переменны во времени, и в каждом случае устанавливается диапазон изменения и расхода жидкости в сети и параметров работы нагнетателя.

2. Объект и методы исследования

2.1 Объект исследования

Объектом исследования являются помпажные явления, а также существующие методы регулирования работы центробежных нагнетателей, которые целесообразно применять для целей предупреждения возникновения помпажа. Исходными данными являются данные приемо-сдаточных испытаний (ПСИ) нагнетателя НЦ-6ДКС, групповые графики ГПА-2 ДКС МГКМ при предотвращении помпажа (см. приложения А и Б). Поставленной задачей является расчет и построение газодинамических характеристик НЦ-6ДКС с целью дальнейшего анализа предпомпажной ситуации и оценки эффективности внедрения антипомпажного устройства. Построение и расчет ГДХ НЦ-6ДКС осуществляется в программном комплексе MathCAD, а газодинамический расчет регулирующего устройства – в Solid Works Flow Simulation.

2.2 Неустойчивость работы нагнетателей. Помпаж

Понятие «устойчивость» в технике относится к фундаментальным. Под ним принято понимать способность той или иной системы возвращаться к начальному состоянию при выходе из него под воздействием внешних или внутренних возмущающих факторов. Применительно к газодинамическим системам под устойчивостью следует понимать способность нагнетателя и сети сохранять требуемый режим подачи жидкости потребителю при возникновении отклонений, вызванных внутренними и (или) внешними воздействиями. Понятие «устойчивость» достаточно сложное и определяется множеством факторов, изменение некоторых из них может привести в том числе и к формированию предельных, критических или чрезвычайных состояний системы.

Например, отключение электропитания привода относится к внешнему воздействию, которое приводит к остановке нагнетателя с возможным формированием критической или чрезвычайной ситуации в системе, которую он обслуживает. Здесь уместно говорить об устойчивости технологической

системы в целом, логический блок которой должен обеспечить резервный режим подачи электроэнергии. Ни нагнетатель, ни сеть в этом случае не могут обеспечить устойчивый режим эксплуатации. Поломка нагнетателя или нарушение целостности сети относятся к внутренним факторам, определяющим состояние газодинамической системы. В этом случае вышедшее из строя оборудование уже не в состоянии обеспечить устойчивую подачу жидкости. Устойчивость в данной ситуации может быть обеспечена вводом в рабочий режим резервных нагнетателей. Изменение режима работы может быть обусловлено колебаниями напряжения в электрических сетях, изменением сопротивления трубопроводов, изменением объемной массы перемещаемых смесей и множеством других факторов [8].

Приведенные выше сведения показывают, что в процессе эксплуатации при отсутствии грубых ошибок в организации применения нагнетателей в определенных пределах меняется и характеристика сети, и характеристика нагнетателя (рисунок 4). В реальных условиях эксплуатации можно говорить о зоне изменения режимов функционирования нагнетателя, которая характеризуется диапазоном изменения производительности ΔL и давления ΔP .

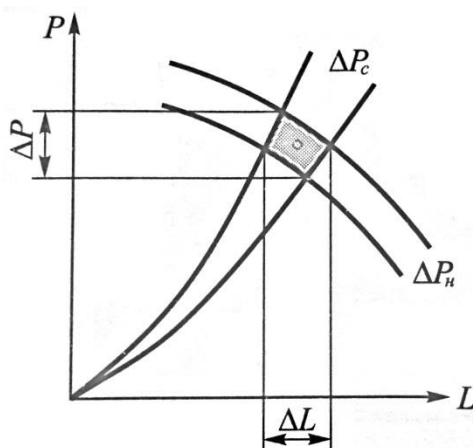


Рисунок 4 – Режимная зона центробежного нагнетателя

Вид характеристики нагнетателя оказывает существенное влияние на устойчивость его рабочих параметров. Важное влияние на устойчивость

системы может оказывать и выбор зоны характеристики, в которой предполагается эксплуатация нагнетателя.

На рисунке 5, а и б показано влияние изменения характеристики сети на устойчивость работы системы. В первом случае изменение характеристики в обозначенном диапазоне приводит к малым изменениям производительности и к существенным изменениям давления. Рассматриваемая часть характеристики нагнетателя обеспечивает относительно устойчивый (постоянный) режим подачи в сеть при существенных изменениях давления. Во втором случае – наоборот, режим нагнетателя на данном участке характеристики относительно устойчив по развиваемому давлению и неустойчив по производительности.

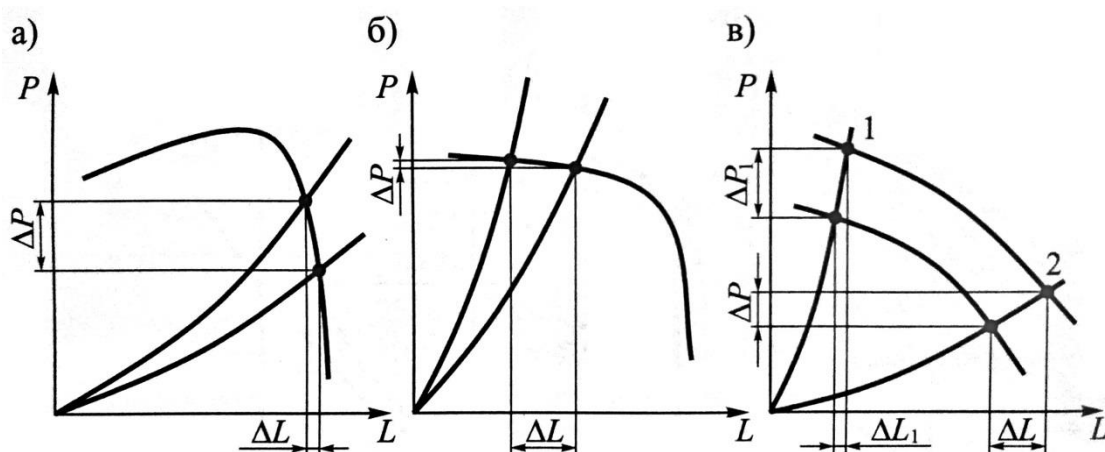


Рисунок 5 - Определение устойчивости газодинамической системы

Характер зависимостей, представленных на рисунке 5, в; показывает, что и особенности характеристики сети могут оказывать влияние на характер устойчивости системы. Изменение характеристики нагнетателя при работе на сеть 1 мало влияет на подачу жидкости потребителю при существенном изменении давления. Эта сеть обеспечивает устойчивость относительно расхода жидкости. Сеть 2 не обеспечивает устойчивых режимов эксплуатации ни относительно давления, ни относительно расхода.

Рассмотрим реакцию системы с нагнетателем в условиях вывода ее из рабочего режима, определяемого положением точки «А». Степень отклонения от рабочего режима характеризуется кратковременным увеличением расхода в

сети на величину ΔL . Для системы, характеристики которой представлены на рисунке б, а, характерна следующая реакция ее элементов:

- с увеличением расхода происходит увеличение аэродинамического сопротивления сети до значения P_c ;
- с увеличением производительности нагнетатель снижает развиваемое давление до величины P_n .

С уменьшением расхода в сети реакция ее элементов будет носить противоположный характер.

Увеличение сопротивления сети и снижение развиваемого нагнетателем давления препятствует развитию процесса и способствует возврату параметров системы к исходному положению, т.е. к точке «А». Можно констатировать, что данная система обладает устойчивостью к процессам изменения расхода в сети. Такая система обладает свойством саморегулирования и будет способствовать возврату параметров к исходному значению [4].

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

Для нагнетателя, характеристика которого представлена на рисунке б, б, при работе на сеть 1, формируется другой характер реакции ее элементов на увеличение расхода газа:

- например, с уменьшением расхода происходит снижение сопротивления сети;
- с уменьшением производительности нагнетатель снижает развиваемое давление.

Такая система не обладает свойством саморегулирования и неустойчива к процессам изменения расхода в сети. Она не будет способствовать возврату параметров к исходному значению и по отношению к предыдущему примеру 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

$$\alpha_n > \alpha_c, \quad (3)$$

причем углы α_n и α_c могут иметь отличающиеся по величине соотношение в различных зонах характеристики нагнетателя (см. рисунок 6, б).

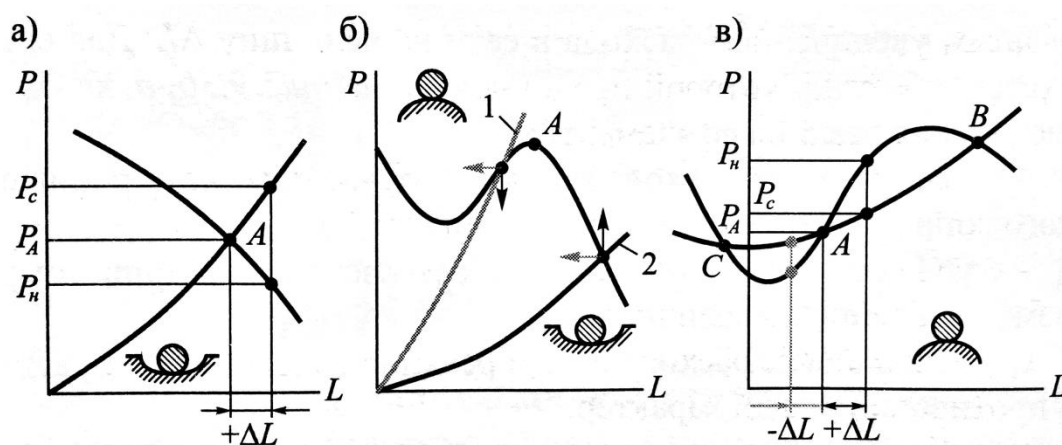


Рисунок 6 - Характеристики системы при различных условиях применения нагнетателя

Отметим в теоретическом анализе еще одно важное обстоятельство, которое становится вполне очевидным при анализе совместной работы нагнетателя и сети с характеристиками по рисунку 6, в. Характеристика сети с подпором имеет две точки пересечения с характеристикой нагнетателя – точки A и B. Следовательно, возможны два рабочих режима. При этом невозможно прогнозировать, какой рабочий режим будет наиболее вероятным. При работе системы с параметрами, определяемыми положениями точки A, и выводе системы из этого состояния при увеличении расхода в сети процесс увеличения будет развиваться до точки B, где сформируется условия устойчивого состояния системы.

При снижении расхода в сети (рисунок 6, в) происходит снижение сопротивления сети и давления, развиваемого нагнетателем. При этом давление нагнетателя снижается в большей степени, чем потери в сети. Потери давления в сети в основном определяются ее геометрическими параметрами и скоростью

движения перекачиваемой среды. Для получения действительной картины 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 $V - \Delta V$ в соответствии с уравнением Клайперона-Менделеева $pV_\mu = RT$ ($T = \text{const}$) определяет малое изменение статического давления в трубопроводной системе. Может возникнуть ситуация, когда статическое давление в системе будет больше, чем давление, развиваемое нагнетателем. В этом случае начнется движение среды через нагнетатель в обратном направлении и состояние системы будет определяться характеристиками элементов во втором квадранте (точка C). По мере «стравливания» среды из системы рабочая точка переместится в первый квадрант и далее может быть циклическое повторение процесса с разным уровнем изменения параметров системы. Приведенные факты показывают, что при определенном сочетании параметров системы и выводе ее из рабочего режима может сформироваться даже режим знакопеременной производительности нагнетателя (режим автоколебаний).

Здесь представлена несколько упрощенная картина развития неустойчивого режима работы нагнетателя с выходом его параметров во второй квадрант.

Описанная картина нерегулярной подачи среды нагнетателем в технике относится к неустойчивым режимам работы и называется «помпаж».

Изменение расхода в сети может вызваться и целым рядом отличающихся от выше рассмотренных причин. Идеальное состояние системы – постоянный во времени или изменяющийся по заданному закону расход рабочего агента в сети. Однако, процессы турбулентности, формирование вихрей различного масштаба и перемещение их по трубопроводному тракту тоже приводит к тому, что движение жидкости может иметь пульсирующий характер.

Процесс формирования помпажа

Помпаж (франц. *pompage*) – вредное явление, которое может сформироваться в лопастных нагнетателях, состоящее в том что непрерывный поток подаваемого газа нарушается и становится нерегулярным или пульсирующим (в том числе и знакопеременным)[16].

Помпаж – сложное и многообразное явление. Оно может возникнуть и при дросселировании сети. Рабочий режим сети характеризуется параметрами точки *A* (рисунок 7). При отключении потребителей и при снижении разбора рабочего агента путем дросселирования сети сопротивление ее увеличивается. Рабочая точка при этом перемещается по характеристике нагнетателя в сторону точки *B*. На ниспадающей ветви характеристики нагнетателя при высоком темпе снижения потребления газа (быстром закрытии регулирующих органов) может сформироваться ситуация, когда давление в сети будет большим, чем давление, развиваемое нагнетателем. Необходимым дополнительным условием этого является высокая емкость сети. Выше с помощью уравнения Клайперона – Менделеева было показано, что в этом случае темп снижения статического давления в сети может быть малым и сформируется ситуация, когда $P_c > P_n$. При этом рабочая точка переместится во второй квадрант (точка *B*) и по мере «стравливания» будет мигрировать в направлении точки *Г*. В виду уменьшения статического давления в сети и малой скорости движения газа сопротивление трубопроводов будет малым и рабочая точка переместится в положение *Д*. По мере увеличения статического давления противодействие сети будет увеличиваться, и рабочая точка опять будет перемещаться в сторону точки *B*. Если технологическое возбуждение сети к этому моменту не будет снято, то процесс повторится [16].

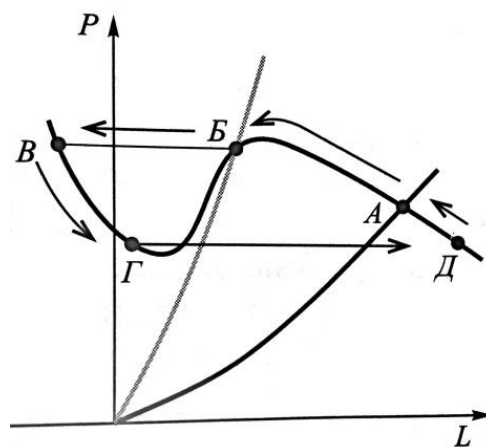


Рисунок 7 – Процесс формирования помпажа

Помпаж в разных условиях проявляется с различной интенсивностью. От едва заметных изменений подачи, производительности и мощности до значительных резких изменений, опасных для нагнетательной установки, трубопроводной системы и контактирующих с ними установок и агрегатов. В случае формирования автоколебательного процесса усилить последствия помпажа могут резонансные явления. Известны случаи разрушения машин и трубопроводов.

Таким образом, под помпажом понимается неустойчивый режим работы нагнетателя, который характеризуется резкими колебаниями давления (напора) и расхода перекачиваемой среды [16].

Помпажу подвержены компрессоры кинетического сжатия (осевые и центробежные). При помпажном режиме резко ухудшается газодинамика проточной части компрессора, в результате чего он не сможет создавать требуемый напор, но при этом, давление за ним на некоторое время останется высоким. В результате может произойти обратный проброс газа. Давление за компрессором уменьшится, он снова будет развивать напор, но при отсутствии расхода напор резко упадет, и ситуация повторится. При помпаже вся конструкция испытывает большие динамические нагрузки, которые могут привести к ее разрушению.

Граница помпажа. Помпажный запас. Антипомпажная защита компрессоров

Приведенные выше факты показывают, что помпаж и неустойчивые режимы работы могут формироваться при нерегулярной характеристике нагнетателя, в графическом изображении которой присутствуют экстремумы и точки перегиба.

Предупредить помпаж на стадии разработки нагнетателей можно путем такого профилирования проточных каналов, которые предотвращали бы появление экстремумов и точек перегиба в характеристике, а при наличии восходящей ветви последняя имела бы наименьший наклон. Лучший для предупреждения помпажа характер изменения зависимости $p = f(L)$ – наличие только нисходящей ветви характеристики.

В качестве организационной меры предупреждения помпажа в отдельных случаях «опасная» часть характеристики нагнетателя в каталогах не представляется. В других случаях точки начала автоколебательных процессов на характеристиках, представленных для различных чисел оборотов, в совокупности представляют линию, называемой границей помпажа [15].

При работе в зоне, расположенной левее этой линии может возникнуть помпаж – рассмотренный выше неустойчивый режим работы, сопровождающийся пульсацией в достаточно широком диапазоне подачи и давления компрессора. Основной причиной возникновения помпажа в компрессорах являются срывы при течении потока в проточных частях, сопровождающиеся резким снижением развиваемого давления. В результате этого давление в сети становится больше давления компрессора и поток газа начинает перемещаться в обратном направлении. В зависимости от характеристики сети, ее геометрической емкости, газодинамической инерции и частоты собственных колебаний находящегося в ней объема газа и устанавливается в режиме помпажа диапазон колебаний производительности и давления.

В режиме помпажа слышны характерные «хлопки», усиливается шум; элементы конструкции, особенно ротор, испытывают знакопеременные нагрузки. Помпаж может привести к аварии.

Границы помпажа определяются в процессе испытаний. Выход за границы помпажа в процессе регулирования подачи недопустим. По этой причине производители центробежных компрессоров в среднем определяют их диапазон регулирования интервалом 75–100% от номинальной производительности [21].

Для предотвращения возникновения помпажа предусматривается и применение специальных противопомпажных устройств. Например, клапанов, настроенных на перепуск газа во всасывающий патрубок компрессора при уменьшении производительности до границы помпажа. При определенных условиях возможен выпуск перемещаемого газа в атмосферу. Контроль достижения границы помпажа осуществляется по расходу газа в трубопроводе или по уровню давления.

В системе антипомпажной защиты и регулирования ДКС МГКМ используется регулирующий клапан фирмы «Mokveld» (Нидерланды) [1].

В общем случае газодинамическая устойчивость работы нагнетателя может быть оценена по положению его рабочей точки относительно границы помпажа – линии, при нахождении рабочей точки левее которой (при низкой производительности), компрессор входит в помпаж. Правее линии границы помпажа на определенном расстоянии, характеризующем помпажный запас, находится линия регулирования – линия, относительно которой рабочая точка не должна уходить влево.

Задачей антипомпажной защиты и регулирования является поддержание помпажного запаса на заданном уровне, обнаружение помпажного состояния и вывод компрессора из зоны помпажа. Поддержание помпажного запаса достигается за счет оперативного частичного открытия АПК при достижении рабочей точкой линии регулирования или же при быстром приближении к ней. Причем если рабочая точка достигает линии регулирования, то она

удерживается на ней. Степень открытия АПК определяется контуром управления антипомпажного регулирования [18].

Для устранения или предупреждения помпажа применяется частичное или полное АПК, после чего осуществляется плавное закрытие регулирующего органа, и рабочая точка нагнетателя выводится к линии регулирования. Если в течение определенного промежутка времени помпаж не прекращается, САУ ГПА получает от системы антипомпажной защиты команду аварийного останова ГПА.

Таким образом, сущность антипомпажного регулирования заключается в управлении и контроле положением рабочей точки газодинамической системы по отношению к линии границы помпажа. Следовательно, необходимо рассмотреть существующие способы управления работой нагнетателей.

2.3 Способы управления работой нагнетателей. Способы воздействия на сеть и нагнетатель.

При разработке конфигурации газо- или гидравлических систем параметры нагнетателя (или нагнетателей в групповой установке) подбирают по максимальным значениям количества перекачиваемой среды. Реальные условия работы в большинстве случаев характеризуются необходимостью (по технологическим или иным показаниям) осуществлять текущее управление параметрами системы. В этой связи появляется необходимость изменения рабочих характеристик нагнетателя и (или) сети и обеспечивать требуемое значение 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. Управляющая совокупность действий при изменении режима работы газодинамической системы может быть определена на основании анализа ее характеристик. Например, при поддержании режима функционирования газодинамической системы (а именно: давления и расхода

газа) в набор совокупных действий по поддержанию этих параметров на заданном уровне входят возможные воздействия и на характеристику сети и (или) нагнетателя. Управление может осуществляться в автоматическом и ручном режимах.

Термин «регулирование» (от нем. *regulieren* – регулировать; от лат. *regula* – норма, правило) применяется, если речь идет о поддержании на заданном уровне или изменении по заранее установленному закону физической величины, являющейся параметром работы установки. Автоматическое регулирование является составной частью автоматического управления. Регулирование того или иного параметра предполагает непрерывное измерение его величины, анализ соответствия ее заданному значению, формирование и реализацию регулирующего воздействия, которое прямо или косвенно приводит регулируемый параметр к «норме».

Управление работой системы или регулирование отдельных параметров установки предполагает реализацию воздействий без остановки системы или входящих в нее агрегатов. Изменить режим работы системы можно и путем замены, например, привода, передачи или даже нагнетателя. Эти действия можно назвать реконструкцией, адаптацией к новым условиям и т.п. Они реализуются при периодическом изменении рабочих параметров системы, при этом эксплуатация системы в новом режиме осуществляется значимый промежуток времени. Характерным примером этого являются сезонные изменения производительности систем кондиционирования воздуха [3].

Регулирование в системе нагнетатель – сеть требует обязательного учета особенностей каждого элемента данной системы. Характеристики нагнетателей отличаются некоторым разнообразием, что приводит к необходимости применения и различных регулирующих воздействий.

Изменение производительности нагнетателя (а, следовательно, и расхода в сети) в каждом конкретном случае осуществляется в определенном диапазоне. Отношение минимального значения параметра к его максимальному значению определяет *глубину* регулирования. Глубина регулирования и

максимальное значение регулируемого параметра определяют тип и характеристики регулирующих органов и системы автоматического регулирования (управления) в целом.

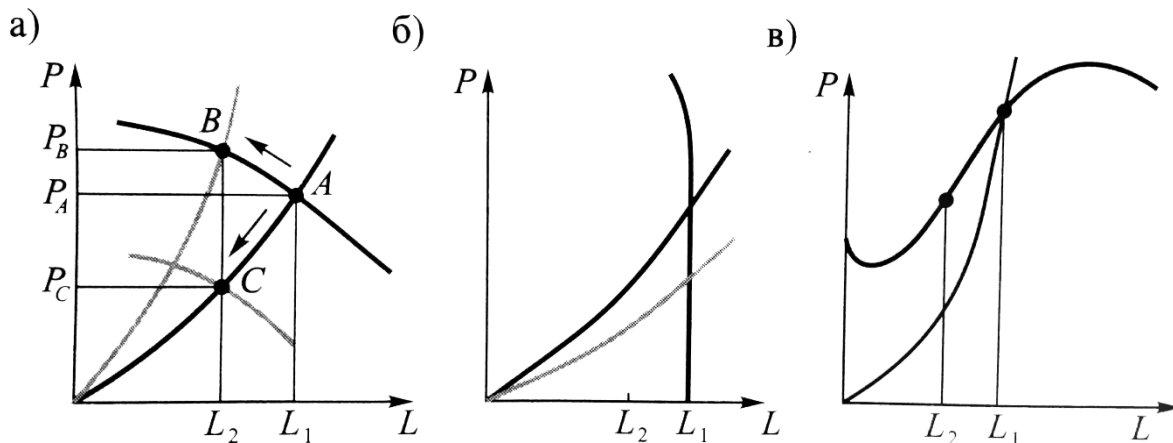


Рисунок 8 – Характеристики системы в координатах $P - L$

Предположим, что в соответствии с задачей регулирования расход газа в сети необходимо снизить с L_1 до L_2 . В системе нагнетатель – сеть (рисунок 8) это можно реализовать двумя способами:

- 1) воздействием на сеть, в данном случае путем увеличения ее сопротивления. Рабочая точка при этом перемещается по характеристике нагнетателя и переводится в положение «B»;
- 2) путем воздействия на нагнетатель. В этом случае характеристика сети остается неизменной, меняется характеристика нагнетателя. Рабочая точка перемещается по характеристике сети и переводится в положение «C».

Способ 1 в соответствии с существующими в научно-технической терминологии традициями можно назвать количественным, способ 2 – качественным.

Следует признать, что воздействия на нагнетатель в большинстве случаев могут быть экономически более выгодны, чем воздействия на сеть.

У нагнетателей постоянной производительности (рисунок 8, б) подача мало зависит от сопротивления сети, и в этом случае реализация управляющего воздействия может быть осуществлена преимущественно через воздействие на

нагнетатель, хотя не исключаются и некоторые способы воздействия на сеть, например, дросселирование на всасывании компрессоров.

У некоторых типов нагнетателей со сложной характеристикой при увеличении сопротивления сети может снижаться развиваемое давление (рисунок 8, в). Увеличение развиваемого давления или его снижение при изменении характеристики сети может не согласовываться с требованиями технологического процесса и приводить к неустойчивым режимам работы.

Набор способов воздействия на сеть путем изменения ее сопротивления ограничен и определяется только местом приложения регулирующего воздействия: регулирующий орган может быть расположен после нагнетателя, до нагнетателя или на обводной линии (байпаса). Следует отметить, что изменение сопротивления сети может осуществляться путем дросселирования ее на магистральных трубопроводах и ответвлениях от них. При ограниченном числе способов изменения сопротивления сети следует отметить достаточно большое разнообразие регулирующих органов, с помощью которых реализуется регулирующее воздействие: шиберы, поворотные заслонки, задвижки, краны, вентили и т.д.

Способы воздействия на сеть обеспечивают только снижение расхода рабочей жидкости в ней.

Регулирование дросселированием на нагнетании

Регулирование дросселированием на нагнетании достигается путем установки на нагнетающем трубопроводе дроссельного устройства. Этот способ воздействия на сеть широко применяется в практике. Качественные и количественные последствия дросселирования на нагнетании можно оценивать с помощью графика, представленного на рисунке 8, а. Важное влияние на процесс оказывает вид характеристики нагнетателя. При применении нагнетателей постоянной производительности дросселирование на нагнетании не приводит к ожидаемому результату (рисунок 8, б).

С повышением сопротивления сети рабочая точка «А» перемещается по характеристике нагнетателя в положение «В». Диапазон регулирования при наличии вероятности возникновения помпажа в этом случае ограничивается.

При воздействии на сеть вводится дополнительное сопротивление $\Delta P = P_B - P_C$. Затраты мощности на преодоление его равны $\Delta N = \Delta P \cdot L_2 / \eta$. Продолжительная эксплуатация системы в таком режиме может привести к значительным финансовым потерям. Например, при $\Delta P = 300$ Па, $L_2 = 10$ м³/с и КПД нагнетателя равном 0,8, односменная работа в течение 20 дней при тарифе оплаты за потребляемую электроэнергию в 0,1 USD/кВт·ч приведет к затратам, связанным с преодолением сопротивления, равным 60 USD.

Изменение характеристики нагнетателя не приводит к каким-либо дополнительным затратам на перемещение среды в сети. Естественно, что в этом случае потребуются дополнительные разовые инвестиции на приобретение устройств, изменяющих характеристику нагнетателя. Как будет показано ниже, некоторые типы из устройств, меняющих характеристику нагнетателя, могут оказывать воздействие и на сеть.

Дросселирование как способ регулирования характеризуется высокой энергетической затратностью. При дросселировании возрастает расход энергии привода на преодоление сопротивления сети и на преодоление внутреннего сопротивления нагнетателя (в области ниспадающей ветви зависимости $\eta = f(L)$). Чем глубже процесс дросселирования – тем больше непроизводительные затраты мощности [13].

Регулирование дросселированием на всасывании

Регулирование дросселированием на всасывании имеет свои отличия от дросселирования на нагнетании. При перемещении газовых сред развиваемое центробежным компрессором давление пропорционально плотности перемещаемой среды. При дросселировании на всасывании статическое давление на входе в нагнетатель снижается и, как следствие, уменьшается плотность газа, поступающего к рабочему колесу. Следовательно, снижаются развиваемое нагнетателем давление и непроизводительные потери на

регулирующем органе. В этой связи дросселирование компрессоров на всасывании несколько экономичнее дросселирования на нагнетании.

Байпасирование

Регулирование перепуском газа из области нагнетания в область всасывания в рабочем режиме (байпасирование) применяется при регулировании режима работы центробежных компрессоров и заключается в том, что параллельно основной сети подключается участок, сопротивление которого можно оценить путем наложения графических построений (рисунок 9). При закрытом регулирующем органе на байпасе режим совместной работы сети и нагнетательной установки определяется точкой *A*. Расход в сети равен L_a . При включении байпаса к сети параллельно подключается участок с характеристикой P_b . Суммарная характеристика «сеть+байпас» определяется по ранее рассмотренной методике и представлена линией P_{b+c} . Таким образом, при включении байпаса рабочая точка переходит в положение «*B*». Производительность нагнетателя возрастает до значения L_{b+c} при некотором снижении подачи в сеть до L_c ($L_c < L_a$). Расход газа через байпас равен L_b . Анализ выполнен в предположении, что участки сети параллельные байпасу (участок *a-b*), имеют пренебрежимо малое сопротивление. При существенном сопротивлении участка *a-b* сеть следует рассматривать как последовательное соединение 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]:

$$P_{c+b} = ((P_c - P_{a-b}) + P_b) + P_{a-b}. \quad (4)$$

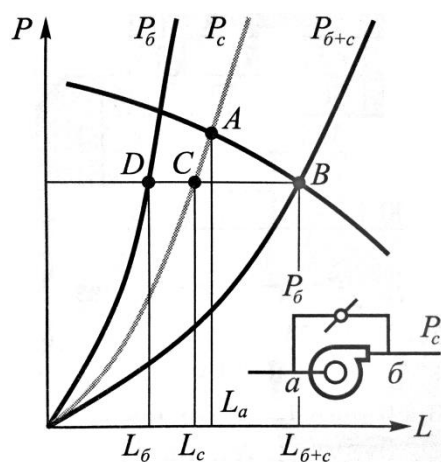


Рисунок 9 – Последствия применения байпаса

При возрастании производительности центробежных нагнетателей потребляемая мощность возрастает. Таким образом, применение байпасов для целей регулирования подачи среды в сеть приводит к дополнительным потерям мощности. Причем они больше, чем при применении дросселирования. Байпасирование является самым простым по реализации способом и самым затратным по энергетическим показателям. При необходимости уменьшить подачу газа в нагнетающий трубопровод открывается перепускной регулирующий орган, соединяющий область нагнетания и область всасывания. Общая производительность нагнетателя при этом возрастает, а подача перемещаемого газа в сеть уменьшается.

Ввиду простоты реализации и возможности изменения производительности в широком диапазоне этот способ регулирования, к сожалению, находит применение. Применительно к компрессорам следует отметить, что при длительном открытии байпаса за счет поступления горячих газов из нагнетательной полости в область всасывания может существенно повыситься температура компрессора. Этот процесс характерен для всех видов нагнетателей, но при малых развиваемых давлениях меньше и его «температурный» эффект.

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 помапжа.

2.4 Регулирующий клапан «Mokveld»

Регулирующий клапан осевого типа фирмы «Mokveld» имеет конструкцию с большой жесткостью, не требующую частого обслуживания и спроектированную с целью получения высокой эффективности в широком диапазоне областей применения регулирующей арматуры. Спрявленная осесимметричная проточная часть устраняет вихревые течения и неоправданные изменения направления потока среды в клапане. Это дает значительное снижение уровня шума и турбулентности, а также предотвращает эрозию, вызываемую неочищенными средами при эксплуатации клапанов на месторождениях. Конструкция осевого типа обеспечивает большую пропускную способность при том же диаметре, чем любая обычная конструкция.

Фирма «Mokveld» производит регулирующие клапаны всех стандартных размеров до 48” в классах давления от ANSI 150 до ANSI 2500. Для успешной эксплуатации при всех возможных рабочих условиях имеется большое количество разных видов тримов, от конструкций с высокой пропускной способностью и высоким восстановлением давления до многоступенчатых лабиринтных устройств для больших перепадов давлений, как жидкостей, так и газов.

Даже в самых тяжелых рабочих условиях регулирующий клапан «Mokveld» сохраняет полную герметичность во всем диапазоне давлений. Уникальная система уплотнения многократно доказала свою высокую надежность в ситуациях, когда от регулирующего клапана требуется обеспечение полной герметичности даже после продолжительного периода

эксплуатации. Эта отличительная особенность клапана не зависит от вида используемого привода.

Конструкция регулирующего клапана фирмы «Mokveld» с тримом любого вида включает в себя разгруженный по давлению поршень. Это означает, что требуемое усилие привода практически не зависит от перепада давлений на клапане. В таких условиях достигается высокая скорость срабатывания при использовании приводов меньшего, в сравнении с обычными клапанами, размера. Кроме того, сама конструкция с минимальным числом подвижных частей позволяет получить, при необходимости, очень высокое быстродействие, особенно важное для антипомпажного регулирования компрессоров.

При тех же самых рабочих условиях регулирующие клапаны фирмы «Mokveld» более компактны, чем обычные клапаны, и нуждаются в приводах меньшего размера. Это важное преимущество для тех проектов, где есть большие ограничения по размерам и весу. Поскольку регулирующие клапаны «Mokveld» относятся к классу проходной арматуры, система трубопроводов может быть проще, чем при использовании клапанов углового типа. Это обеспечивает более компактную конструкцию всей установки, а также снижает уровень шума и эрозионный износ труб.

Клапаны осевого типа фирмы «Mokveld» могут поставляться для тех случаев применения, где требуется полная герметичность закрытого клапана при действии перепада давлений на нем в любую сторону.

Концепция осевого течения предполагает наличие спрямленного осесимметричного несуженного профиля проточной части между внутренним и наружным корпусами клапана. Основными компонентами регулирующего клапана осевого типа «Mokveld» являются: наружный корпус 1, внутренний корпус 2, поршень 3, шток поршня 4, шпиндель клапана 5 и сепаратор 6. Наружный и внутренний корпус представляют собой одну цельную отливку. Поршень перемещается вдоль продольной оси клапана. Конфигурация корпуса обеспечивает высокую пропускную способность при минимальных

гидравлических потерях. Поток движется в спрямленном кольцевом пространстве и равномерно распределяется по сепаратору. В результате этого снижаются местные скорости течения, турбулентность и механическое воздействие потоков среды и твердых частиц. Это основа надежной работы клапана, поскольку устраняются вибрация, эрозия, несимметричные течения и неразгруженные усилия. Благодаря минимальному уровню турбулентности и изменений вектора скорости среды преобразование энергии в самом корпусе клапана не происходит. Давление редуцируется только на триме, конструкция которого именно для этого и предназначена. Для обоснования преимуществ, произведен расчет с визуализацией течения газа через клапан в программном комплексе Solid Works Flow Simulation (см. приложения В и Г).

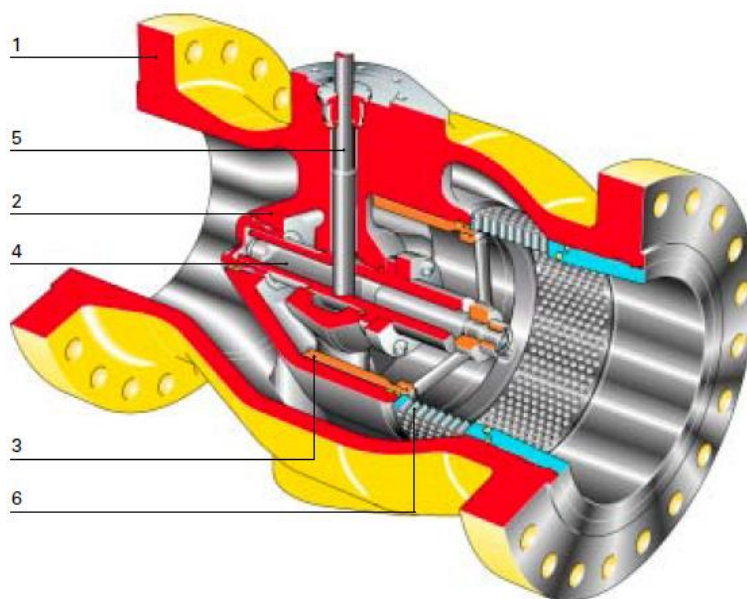


Рисунок 10 – Регулирующий клапан Mokveld в открытом положении

Поршень перемещается посредством передачи, состоящей из двух расположенных под углом 90 градусов зубчатых реек, являющихся соответственно частью штока поршня и шпинделя клапана. Узкие поля допусков зубьев этих реек гарантируют отсутствие люфта между штоком и шпинделем, а соответственно и явления гистерезиса в самой передаче. Зубчатая

передача защищена от воздействия рабочей среды двойными первичными уплотнениями, установленными на штоке поршня и в его направляющей.

В постоянном зацеплении находятся несколько зубьев, благодаря чему устраняются мертвая зона и гистерезис. Это повышает надежность клапана. Такая же система передачи используется для систем защиты от превышения давления, и она отлично зарекомендовала себя на практике, поскольку не нуждается в техническом обслуживании.

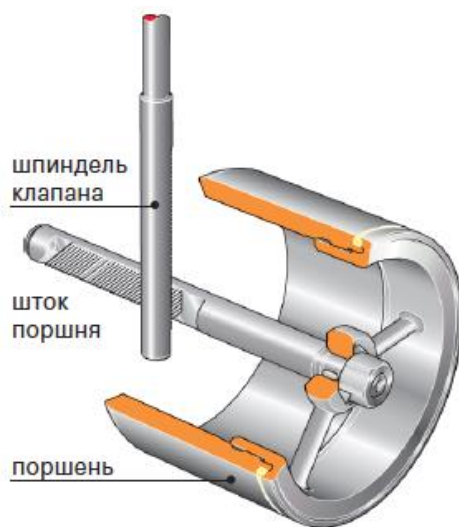


Рисунок 11 – Косозубая реечная передача

Корпус клапана представляет собой одну цельную отливку без сварных швов или болтовых соединений, поэтому утечка в атмосферу возможна только по шпинделю клапана. Для предотвращения выброса рабочей среды в атмосферу в случае появления утечки через основные уплотнения штока поршня во внутреннем корпусе клапана предусмотрено дополнительное уплотнение шпинделя. Высокоэффективная система уплотнений обеспечивает соответствие всем международным стандартам по уровням выброса летучих веществ. Уплотнение шпинделя не нуждается в периодическом обслуживании, что идеально подходит для подземной установки клапана и обеспечивает его пожаробезопасность.

Регулирующий клапан фирмы «Mokveld» сохраняет полную герметичность во всем диапазоне давлений, даже в самых тяжелых рабочих

условиях. Эти клапаны многократно доказали свою высокую надежность в ситуациях, когда требуется обеспечение 100% герметичности даже после продолжительного периода эксплуатации. Регулирующий клапан «Mokveld» обеспечивает полную герметичность в закрытом положении при действии перепада давлений как в прямом, так и в обратном направлении.

Разработанный фирмой «Mokveld» узел уплотнения, приводимого в действие давлением рабочей среды, состоит из двух колец уплотнения высокого давления с установленной между ними пружиной, и расположен в сепараторе. Динамические уплотнения также приводятся в действие давлением среды, что снижает трение и позволяет расширить диапазон рабочих температур до значений от минус 90°C до плюс 260°C.

В закрытом положении давление прилагается к внутренней поверхности главного уплотнения, приводя его в действие и прижимая в радиальном направлении к поршню. Таким образом обеспечивается полная герметичность при любых перепадах давлений.

Следует отметить, что зазор между поршнем и фиксатором уплотнения очень мал, так что дросселирование происходит только между металлическими поверхностями и клапан в любом случае закрывается до того, как поджимается главное уплотнение. Таким образом, главное уплотнение только завершает процесс герметизации при закрытии клапана, не подвергаясь эрозионному воздействию. Все регулирующие клапаны обеспечивают герметичность по VI классу норм ANSI независимо от типа привода.

Запатентованная конструкция главного уплотнения обеспечивает 100% герметичность (по VI классу норм ANSI) при действии давления с любой стороны. Регулирующий клапан абсолютно готов к работе даже в случаях длительного нахождения в закрытом состоянии, что важно для его применения в качестве антипомпажного, на байпасе компрессоров, для продувки и сброса давления. Полное отсутствие утечки через закрытый клапан повышает эффективность работы компрессоров или насосов и снижает до минимума эрозионное или кавитационное повреждение поршня и седла. Кроме того, это

обеспечивает большую гибкость возможностям применения клапана при работе в двух направлениях и позволяет экономить средства на закупку дополнительной запорной арматуры.

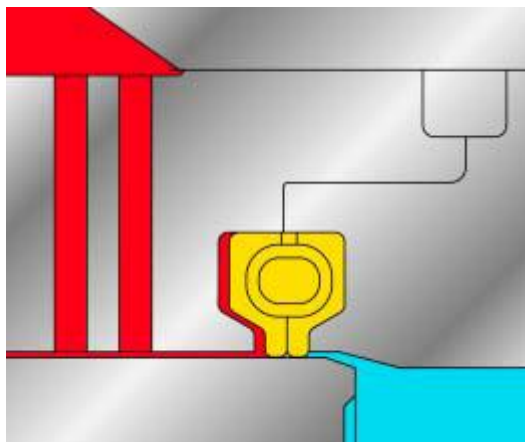


Рисунок 12 – Узел уплотнения при закрытом клапане

При действии высокого давления с противоположной стороны эта система работает также хорошо: главное уплотнение прижимается к поршню давлением из трубопровода, обеспечивая полную герметичность.

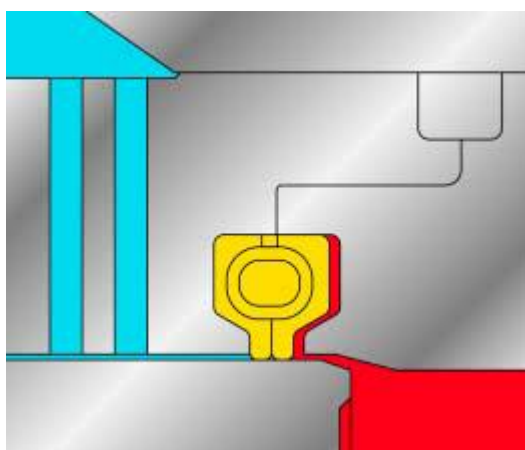


Рисунок 13 – Действие высокого давления с противоположной стороны

Когда клапан открыт, перепада давлений на главном уплотнении нет, оно не выступает из своей профилированной камеры и, таким образом, защищено от эрозионного износа.

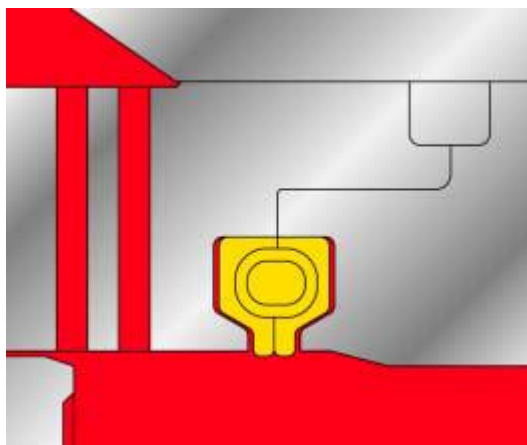


Рисунок 14 – Главное уплотнение при открытом клапане

Высокие динамические и статические усилия в клапане могут приводить к эксплуатационным проблемам и требуют применения больших приводов. Вследствие равномерного распределения потока через сепаратор динамические силы, действующие на поршень в процессе работы, очень малы. Статически поршень в регулирующих клапанах осевого типа фирмы «Mokveld» полностью разгружен по давлению. Усилие перестановки клапана практически не зависит от перепада давлений на нем.

Таким образом, регулирующие клапаны фирмы «Mokveld» разгружены по давлению. Это достигается за счет свободного прохода рабочей среды в поршень и внутренний корпус, где она оказывает равнодействующие усилия на все подвижные части клапана.

Разгруженная конструкция облегчает работу клапана «Mokveld» и обеспечивает более высокую скорость его срабатывания, чем это возможно в случае обычных клапанов. Достижимо время контролируемого рабочего хода менее 2 секунд, что важно для такой области применения, как антипомпажное регулирование компрессоров.

Независимо от перепада давлений на клапане, редуцирующие передачи не требуются, можно использовать простые пневматические приводы низкого давления или небольшие электрические приводы. Для всех размеров клапанов возможна установка приводов с возвратными пружинами.

Привод – это самый важный элемент между системой слежения за величиной давления и устройством защиты от превышения давления. Он специально разработан для обеспечения быстрого и надежного срабатывания на протяжении длительного срока эксплуатации. Для клапанов используются три типа приводов фирмы «Mokveld»:

1. Пневмоприводы низкого давления поршневого типа, в которых приборный воздух или газ из трубопровода открывает клапан, а пружины закрывают.
2. Пневмоприводы высокого давления, питаемые напрямую газом из трубопровода.
3. Гидравлические приводы поршневого типа, в которых гидравлическое давление открывает клапан, а пружины закрывают. Этот тип привода может поставляться в двух вариантах:
 - с подводом гидравлического давления от внешнего источника;
 - с гидравлическим давлением от установленного на клапане ручного насоса.

Конструкция приводов фирмы «Mokveld» предусматривает установку различного числа пружин в зависимости от требуемого усилия закрытия клапана и коэффициентов запаса, регламентированных стандартами DVGW и DIN.

Мгновенное реагирование и высокое быстродействие, что крайне важно для антипомпажной защиты компрессоров, достигаются при использовании приводов небольших размеров. Такие надежные и не нуждающиеся в техническом обслуживании приводы с возвратными пружинами могут устанавливаться на клапанах даже самых больших размеров. Регулирующие клапаны осевого типа фирмы «Mokveld» обеспечивают стабильное и точное регулирование в диапазоне от 2% до 100% хода клапана. Для работы больших клапанов не требуется дополнительных перепускных регулирующих клапанов.

Для обеспечения высокоточного регулирования и надежной работы оборудования предлагается широкий диапазон пневматических и гидравлических приводов фирмы «Mokveld» с индивидуально проектируемыми системами управления. Возможно применение и других типов приводов. В

зависимости от функциональных требований используются различные схемы управления с такими компонентами, как электромагнитные клапаны, клапаны быстрого сброса, фильтры-регуляторы, блокирующие клапаны и бустеры.

Все регулирующие клапаны представляют собой полностью интегрированные системы. Каждый компонент тщательно подбирается и тестируется на разных этапах проекта для обеспечения беспроблемного пуска и дальнейшей эксплуатации.

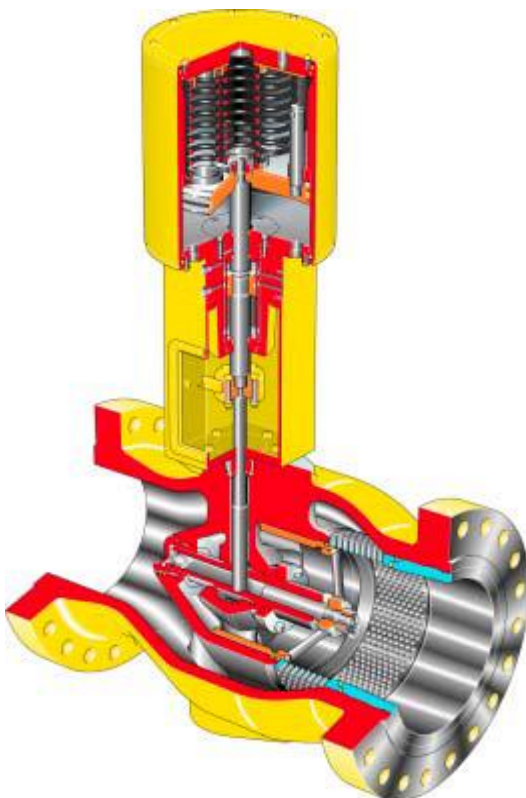


Рисунок 15 – Привод регулирующего клапана «Mokveld»

Благодаря своей конструкции, регулирующие клапаны осевого типа имеют значительно большую пропускную способность, чем обычные седельные, что позволяет применять клапаны меньшего размера (рисунок 16). Большую пропускную способность можно также использовать для минимизации перепада давлений на клапане или других целей, например, получения специальных характеристик регулирования, снижения уровня шума, борьбы с кавитацией или расширения диапазона регулирования с учетом будущих изменений параметров технологического процесса.

Клапан осевого типа имеет очень жесткую конструкцию, что в сочетании с относительно небольшими размерами приводов обеспечивает малую массу и компактность. Эти преимущества возрастают с увеличением размера и класса давления клапана, что представляет особый интерес при установке на морских платформах. Клапан требует малой площади для его установки, что позволяет снизить не только риски, связанные с транспортировкой, но и затраты на монтаж и обслуживание.

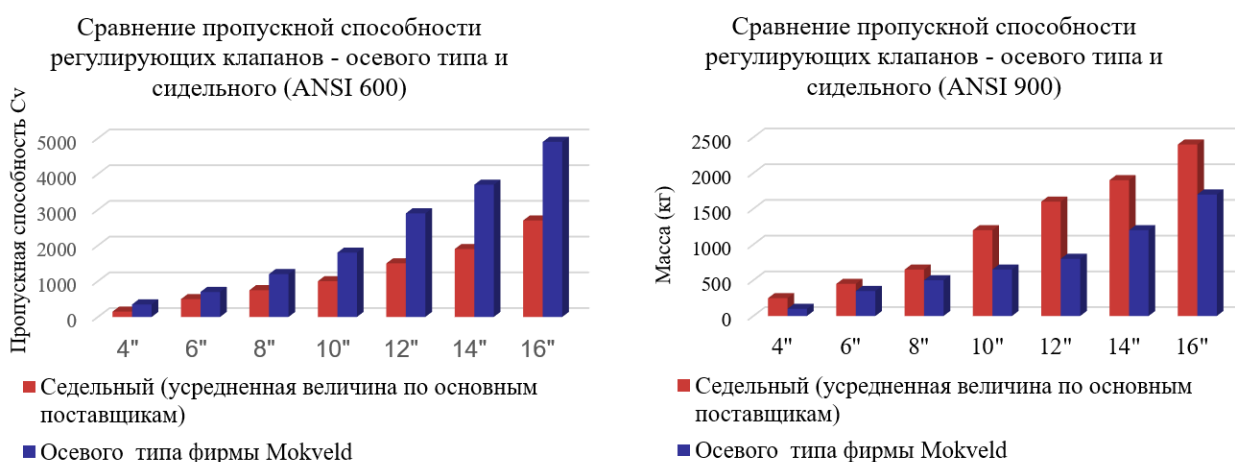


Рисунок 16 – Сравнение пропускной способности и массы осевого и седельного клапанов

Работающий клапан представляет собой устройство с несколькими источниками шума:

- источник 1: шум вследствие преобразования энергии в триме;
- источник 2: шум в результате турбулентности или кавитации в корпусе клапана;
- источник 3: механический шум вследствие вибрации и резонанса деталей.

Корпус регулирующего клапана осевого типа имеет высокие показатели восстановления давления, благодаря чему преобразование энергии происходит только в триме. Это выгодно отличает такой клапан от обычного седельного, в котором часть энергии неконтролируемым образом преобразуется в самом корпусе. Равномерное распределение потока по сепаратору обеспечивает эффективное снижение шума (источник 1).

Уровень шума от течения среды через корпус низкий, поскольку по своей природе сама конструкция регулирующего клапана осевого типа способствует снижению турбулентности до минимума. Опорные ребра внутреннего корпуса имеют обтекаемую форму и не вызывают турбулентности и связанного с ней шума (источник 2).

Механический шум, в основе которого лежит вибрация, также сводится к минимуму благодаря специальной форме проточной части (источник 3).

Клапаны фирмы «Mokveld» постоянно соответствуют изменяющимся потребностям нефтяной и газовой промышленности. Учитывается то, что рабочая среда часто содержит воду, хлориды, углекислый газ, сероводород и другие агрессивные вещества. Поэтому корпуса клапанов могут быть изготовлены из различных материалов, начиная с обычной углеродистой стали и до материалов на основе никеля или даже из титана. Соответственно подбираются и материалы деталей проточной части клапанов. Стандартными уплотнениями являются манжетные уплотнения высокого давления (НР) из неэластомерных материалов.

Принцип действия системы управления регулирующим клапаном «Mokveld»

Регулирующий клапан «Mokveld», используемый в качестве исполнительного органа в системе антипомпажного регулирования газоперекачивающих агрегатов или компрессорных цехов, представляет собой сам клапан 1 (рисунок 17), пневмопривод 3 с гидродублирующей системой 5 и приборную часть (комплект приборов), обеспечивающую работу клапана в автоматическом режиме.

Привод устанавливается непосредственно на корпусе клапана. Шток клапана соединен со штоком приводного механизма с помощью муфты. Соединительная муфта находится в нижней части опорной плиты корпуса привода. Опорная плита является также основанием для установки большинства вспомогательных устройств системы управления приводом клапана.

Для работы антипомпажного клапана на приборную часть подается природный газ давлением 45–75 бар, который очищается от мехпримесей в фильтре высокого давления 22, понижается до давления 10 бар в редукторе высокого давления 21 и направляется в ресивер 4 (ёмкость), расположенный в верхней части цилиндра пневмопривода 3. Электроподогрев 20 предотвращает попадание в питающий газ капельной влаги и гидратов.

Из ресивера газ выходит в трех направлениях. Первое – на предохранительный клапан 16, срабатывающий при повышении давления в ресивере свыше 12 бар и сбрасывающий излишнее давление через свечу в атмосферу. Второе идет на два редуктора с фильтрами 17 и 18. Редуктор 17 понижает давление до 1,4 бар и подает газ на электропневмопреобразователь 10, который, получая электрический сигнал от 4 до 20 мА, преобразует его в пневматический и подает в качестве управляющего на позиционер 11, который, в свою очередь, подает управляющий сигнал на блокирующий клапан 15. Редуктор 18 понижает давление до 3,5 бар и подает его в качестве рабочего на позиционер 11. Третье идет на блокирующий клапан 15, который перепускает большой объем газа на поршень пневмопривода 3 в зависимости от пневмосигнала с позиционера 11. Блокирующий клапан 15 через регулируемый дроссель осуществляет подачу необходимого количества газа к пневмоприводу 3 и предназначен для преобразования низкорасходного управляющего сигнала, поступающего от позиционера 11 в более высокорасходный скоростной сигнал.

Дроссель служит для регулировки времени открытия и закрытия клапана и настраивается на заводе-изготовителе.

Электропневмопреобразователь 10 питается по параллельной импульсной линии. На этой линии установлен свой редуктор с фильтром 17, настроенный на давление 1,4 бар. Электропневмопреобразователь 10 получает электрический сигнал от противопомажного регулятора и преобразует его в пневматический импульс, который приводит к изменению управляющего сигнала поступающего от позиционера 11.

Позиционер *11* представляет собой универсальное клапанное устройство с рычажным элементом обратной связи. Обеспечивает с высокой точностью подачу управляющего пневматического сигнала через блокирующий клапан *15* для приведения в действие поршня привода *3* клапана *1* до положения заданным ему управляющим прибором – электропневмопреобразователем *10*. Позиционер *11* также удерживает заданную клапану *1* позицию за счет получения от него информации с помощью обратной рычажной связи. Таким образом, заданное положение клапана *1* удерживается независимо от сил, которые пытаются изменить его положение. Питание позиционера *11* осуществляется по линии от ресивера через редуктор с фильтром *18*, настроенный на давление 3,5 бар.

При получении управляющего электрического сигнала 20 мА срабатывает электропневмопреобразователь *10* и подает пневмосигнал на позиционер *11*, который усиливает его и подает на блокирующий клапан *15*. Последний перепускает газ из ресивера на пневмопоршень привода *3*, заставляя его под действием давления газа опускаться вниз и через систему реечного механизма штока привода – шток клапана *4* перемещать поршень клапана, перекрывая поток перекачиваемой среды.

При снижении управляющего электрического сигнала до 4 мА уменьшается пневмосигнал и блокирующий клапан *15* изменяет поток газа из ресивера на привод *3*. Поршень последнего под действием силы давления газа в подпоршневой полости пневмопривода *3* поднимается вверх, сбрасывая газ из поршневой полости в атмосферу через блокирующий клапан *15*.

При получении электрического сигнала в пределах от 4 до 20 мА открытие клапана пропорционально величине сигнала.

Контроль крайних положений АПК осуществляется двумя конечными выключателями *9*, которые передают свои сигналы регуляторам системы ССС и штатной системе управления ГПА.

На случай аварийной ситуации (отключение подачи газа или электросигнала), система регулирования снабжена дублирующим устройством гидросистемой с ручным насосом 5.

Защита элементов системы управления от обледенения при низких температурах окружающего воздуха осуществляется ленточными нагревательными элементами 19 и 20 с автоматическим ограничителем теплопроводности. Нагревательный элемент с температурно-зависимым электрическим сопротивлением регулирует и ограничивает выход тепла обогревающей ленты в соответствии с окружающей температурой. Если окружающая температура повышается, то выход тепла от ленты уменьшается.

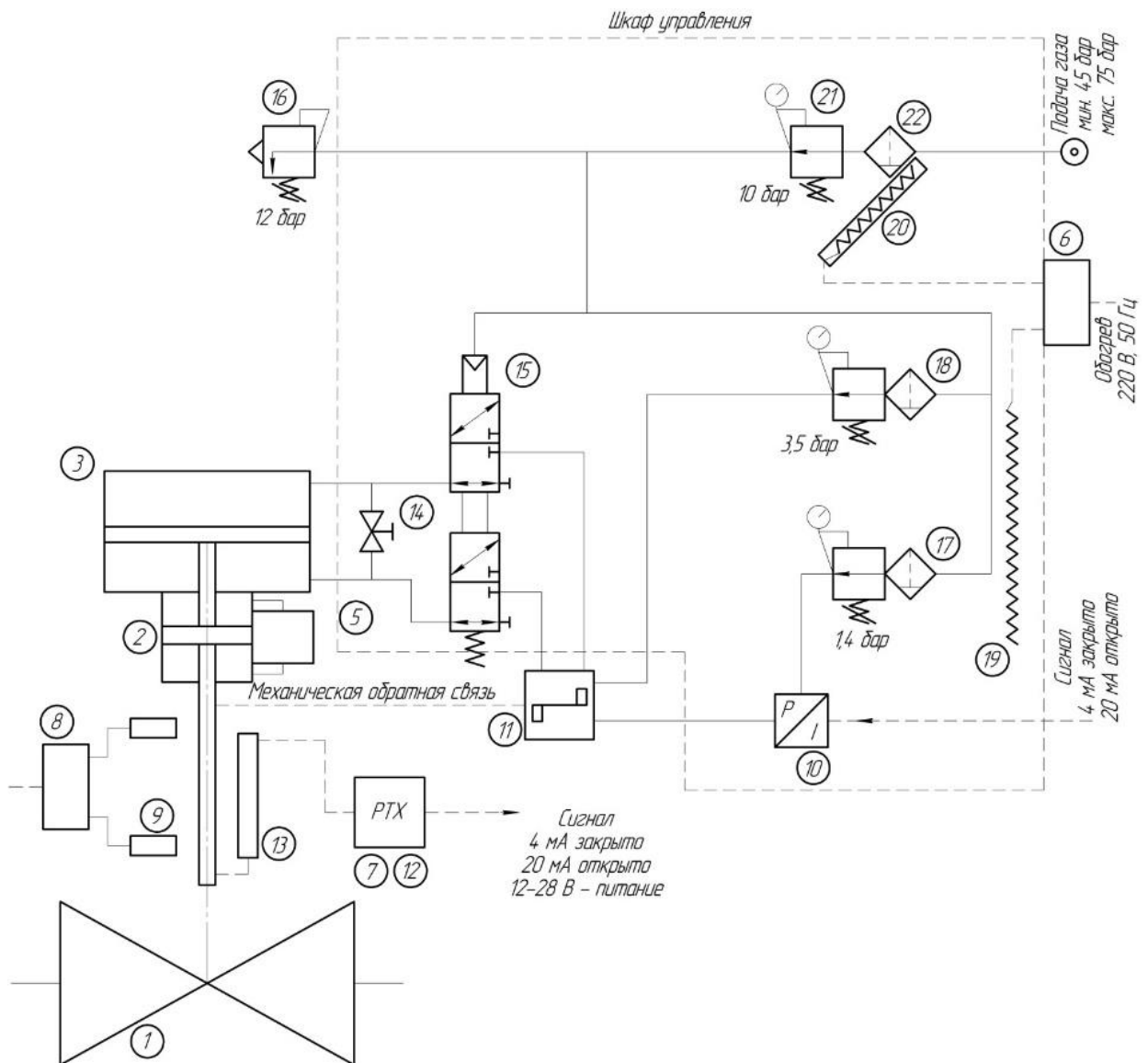


Рисунок 17 – Пневмосхема управления регулирующим клапаном «Mokveld»

3. Расчетно-конструкторская часть

3.1 Расчет и построение газодинамических характеристик НЦ-6ДКС

Как показывает опыт эксплуатации, большую часть времени компрессор работает на переменных по производительности режимах и только около 15 % времени – на расчетном (соответствующем максимуму КПД) режиме.

Газодинамическими характеристиками компрессоров и их элементов называют графические зависимости энергетических параметров от расходных.

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

Исходными данными для расчета являются данные ПСИ, представленные в таблице 1 и групповые графики ГПА-2 ДКС МГКМ (см. приложения А и Б).

Таблица 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				
Конечное 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	ρ	кг/м ³	53,41	46,79	42,52	39,74	38,84
Производительность объемная	Q	м ³ /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_H ;
- 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 НЦ-6ДКС

Частота вращения, *об/мин*:

$$n1 := 9150$$

Начальная температура, *К*:

$$T_H := 298.15$$

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

Конечная температура, *К*:

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

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*:

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

Закон изменения параметров газа выражается уравнением процесса. Обычно при термодинамических расчетах компрессоров принимают, что

процесс сжатия является политропным. Для совершенного газа уравнение политропного процесса имеет вид:

$$p \cdot v^n = \frac{p}{\rho^n} = \text{const} \quad (5)$$

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, м³/кг;

ρ – плотность газа, кг/ м³.

Для любого участка канала (элемента проточной части):

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^n \quad (6)$$

При конечном давлении газового компрессорного процесса менее 10 МПа уравнение состояния идеального газа Клайперона обеспечивает на практике приемлемую точность. Используя его, можно преобразовать (6) к виду:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (7)$$

Отсюда можно выразить показатель политропы сжатия:

$$n = \left(1 - \frac{\ln \left(\frac{T_2}{T_1} \right)}{\ln \left(\frac{p_2}{p_1} \right)} \right)^{-1} \quad (8)$$

Используя начальные параметры, по формуле (8) 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):

$$\eta = \frac{I_{\text{полез}}}{I_{\text{затр}}} = \frac{N_{\text{полезн}}}{N_{\text{затр}}} \quad (9)$$

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

Полезная работа при политропном процессе сжатия:

$$I_{\text{полез}} = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (10)$$

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

$$N_{\text{полез}} = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot Q_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (11)$$

Таким образом, согласно (11), 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 (9):

$$\eta_1 := \frac{N_{\text{полез1}}}{N_{\text{затр1}}} = \begin{pmatrix} 0.539 \\ 0.748 \\ 0.799 \\ 0.837 \\ 0.778 \end{pmatrix}$$

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:

$$m := 2$$

$$A\varepsilon := \text{regress}(Q_{H1}, \varepsilon_1, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 1.444 \\ 0.283 \\ -0.139 \end{pmatrix}$$

$$AN := \text{regress}(Q_{H1}, N_{\text{затр1}}, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ -1.593 \times 10^5 \\ 3.783 \times 10^6 \\ -6.262 \times 10^5 \end{pmatrix}$$

$$A\eta := \text{regress}(Q_{H1}, \eta_1, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 0.1 \\ 0.887 \\ -0.264 \end{pmatrix}$$

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:

$$\varepsilon_{9150}(Q_H) := \text{interp}(A\varepsilon, Q_{H1}, \varepsilon 1, Q_H)$$

$$N_{9150}(Q_H) := \text{interp}(AN, Q_{H1}, N_{\text{загр}1}, Q_H)$$

$$\eta_{9150}(Q_H) := \text{interp}(A\eta, Q_{H1}, \eta 1, Q_H)$$

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.

Пересчет ГДХ

Задача пересчета состоит в том, чтобы для каждой точки исходной характеристики с координатами ε_c и Q_c найти соответствующие точки новой характеристики с координатами ε_H и Q_H , 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:

$$Q_H = Q_c \frac{n_{врH}}{n_{врc}} \quad (12)$$

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

Для более строгого соблюдения кинематического подобия, необходимо пользоваться формулой:

$$Q_H = Q_c \frac{n_{врH}}{n_{врc}} \sqrt{\frac{\varepsilon_H}{\varepsilon_c}} \quad (13)$$

Из первого свойства компрессоров известно, что удельная работа сжатия (напор) прямо пропорциональна квадрату числа оборотов ротора, т.е. $l_k \equiv n_{вр}^2$

Удельная работа на сжатие 1кг газа:

$$l_k = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] = \frac{n}{n-1} \cdot R \cdot T_1 \cdot \left(\epsilon^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \quad (14)$$

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

$$\frac{l_{kc}}{l_{кн}} = \left(\frac{n_{врс}}{n_{врн}} \right)^2 = \frac{\frac{n_c}{n_c-1} \cdot R_c \cdot T_{1c} \cdot \left(\epsilon_c^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1 \right)}{\frac{n_H}{n_H-1} \cdot R_H \cdot T_{1H} \cdot \left(\epsilon_H^{\frac{n_H-1}{n_H}} - 1 \right)} \quad (15)$$

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:

$$\left(\frac{n_{врс}}{n_{врн}} \right)^2 = \frac{\frac{n_c-1}{\epsilon_c^{\frac{n_c-1}{n_c}} - 1}}{\frac{n_H-1}{\epsilon_H^{\frac{n_H-1}{n_H}} - 1}} \quad (16)$$

Откуда:

$$\epsilon_H^{\frac{n-1}{n}} = \left(\epsilon_c^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{n_{врн}}{n_{врс}} \right)^2 + 1 \quad (17)$$

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

$$\epsilon_H = \left[\left(\epsilon_c^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right) \cdot \left(\frac{n_{врн}}{n_{врс}} \right)^2 + 1 \right]^{\frac{n}{n-1}} \quad (18)$$

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

$$N_H = \frac{\rho_H}{\rho_c} \cdot \left(\frac{n_{врH}}{n_{врс}} \right)^3 \cdot N_c \quad (19)$$

Начальная температура при новых условиях неизменна, следовательно, плотность газа по входу прямо пропорциональна только начальному давлению, поэтому (19) можно переписать:

$$N_H = \frac{p_{нн}}{p_{нс}} \cdot \left(\frac{n_{врH}}{n_{врс}} \right)^3 \cdot N_c \quad (20)$$

где $p_{нн}$ – начальное давление при новых условиях (частоте вращения $n_{врH}$);
 $p_{нс}$ – начальное давление при старой частоте вращения ротора $n_{врс}$.

Пересчет ГДХ на 9450 об/мин

$$n_2 := 9450$$

Степень сжатия согласно (18):

$$i := 1..5$$

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

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

Производительность по формуле (13):

$$i := 1..5$$

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

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

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 (20):

$$i := 1..5$$

$$N_{зarp2_i} := \frac{P_{H2_i}}{P_{H1_i}} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \cdot N_{зarp1_i}$$

$$N_{зarp2} := \begin{pmatrix} N_{зarp2_1} \\ N_{зarp2_2} \\ N_{зarp2_3} \\ N_{зarp2_4} \\ N_{зarp2_5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 5.994 \times 10^6 \\ 5.734 \times 10^6 \\ 5.274 \times 10^6 \\ 4.391 \times 10^6 \\ 3.641 \times 10^6 \end{pmatrix}$$

Полезная мощность по зависимости (11):

$$i := 1..5$$

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

$$N_{\text{полез2}} := \begin{pmatrix} N_{\text{полез2}_1} \\ N_{\text{полез2}_2} \\ N_{\text{полез2}_3} \\ N_{\text{полез2}_4} \\ N_{\text{полез2}_5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 3.246 \times 10^6 \\ 4.327 \times 10^6 \\ 4.265 \times 10^6 \\ 3.726 \times 10^6 \\ 2.874 \times 10^6 \end{pmatrix}$$

Пересчет политропного КПД:

$$\eta_2 := \frac{N_{\text{полез2}}}{N_{\text{затр2}}} = \begin{pmatrix} 0.542 \\ 0.755 \\ 0.809 \\ 0.849 \\ 0.789 \end{pmatrix}$$

Аппроксимация пересчитанных точек:

$$B\varepsilon := \text{regress}(Q_{\text{H2}}, \varepsilon_2, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 1.462 \\ 0.315 \\ -0.144 \end{pmatrix}$$

$$\varepsilon_{9450}(Q_{\text{H}}) := \text{interp}(B\varepsilon, Q_{\text{H2}}, \varepsilon_2, Q_{\text{H}})$$

$$BN := \text{regress}(Q_{\text{H2}}, N_{\text{затр2}}, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ -1.038 \times 10^5 \\ 3.757 \times 10^6 \\ -5.664 \times 10^5 \end{pmatrix}$$

$$N_{9450}(Q_{\text{H}}) := \text{interp}(BN, Q_{\text{H2}}, N_{\text{затр2}}, Q_{\text{H}})$$

$$B\eta := \text{regress}(Q_{\text{H2}}, \eta_2, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 0.081 \\ 0.887 \\ -0.253 \end{pmatrix}$$

$$\eta_{9450}(Q_{\text{H}}) := \text{interp}(B\eta, Q_{\text{H2}}, \eta_2, Q_{\text{H}})$$

Пересчет ГДХ на 9000 об/мин

$$n_3 := 9000$$

Степень сжатия согласно (18):

$$i := 1..5$$

$$\varepsilon_{3_i} := \left[\left[\left(\varepsilon_{1_i} \right)^{\frac{n_i-1}{n_i}} - 1 \right] \cdot \left(\frac{n_3}{n_1} \right)^2 + 1 \right]^{\frac{n_i}{n_i-1}}$$

$$\varepsilon_3 := \begin{pmatrix} \varepsilon_{3_1} \\ \varepsilon_{3_2} \\ \varepsilon_{3_3} \\ \varepsilon_{3_4} \\ \varepsilon_{3_5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1.176 \\ 1.317 \\ 1.431 \\ 1.549 \\ 1.557 \end{pmatrix}$$

Производительность по соотношению (13):

$$i := 1..5$$

$$Q_{H3_i} := \frac{n_3}{n_1} \cdot Q_{H1_i} \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon_{3_i}}{\varepsilon_{1_i}}}$$

$$Q_{H3} := \begin{pmatrix} Q_{H3_1} \\ Q_{H3_2} \\ Q_{H3_3} \\ Q_{H3_4} \\ Q_{H3_5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2.677 \\ 2.349 \\ 1.925 \\ 1.485 \\ 1.131 \end{pmatrix}$$

Новое начальное давление (при неизменном конечном давлении P_K):

$$P_{H3} := \frac{P_K}{\varepsilon_3} = \begin{pmatrix} 6.248 \times 10^6 \\ 5.579 \times 10^6 \\ 5.135 \times 10^6 \\ 4.744 \times 10^6 \\ 4.72 \times 10^6 \end{pmatrix}$$

Мощность, затрачиваемая на сжатие газа при неизменных начальных условиях по формуле (20):

$$i := 1..5$$

$$N_{\text{затр}3_i} := \frac{P_{H3_i}}{P_{H1_i}} \cdot \left(\frac{n3}{n1}\right)^3 \cdot N_{\text{затр}1_i}$$

$$N_{\text{затр}3} := \begin{pmatrix} N_{\text{затр}3_1} \\ N_{\text{затр}3_2} \\ N_{\text{затр}3_3} \\ N_{\text{затр}3_4} \\ N_{\text{затр}3_5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 5.261 \times 10^6 \\ 5.088 \times 10^6 \\ 4.716 \times 10^6 \\ 3.956 \times 10^6 \\ 3.281 \times 10^6 \end{pmatrix}$$

Полезная мощность по зависимости (11):

$$i := 1..5$$

$$N_{\text{полез}3_i} := \frac{n_i}{n_i - 1} \cdot P_{H3_i} \cdot Q_{H3_i} \cdot \left[\left(\varepsilon_{3_i}^{\frac{n_i-1}{n_i}} - 1 \right) \right]$$

$$N_{\text{полез}3} := \begin{pmatrix} N_{\text{полез}3_1} \\ N_{\text{полез}3_2} \\ N_{\text{полез}3_3} \\ N_{\text{полез}3_4} \\ N_{\text{полез}3_5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2.827 \times 10^6 \\ 3.789 \times 10^6 \\ 3.749 \times 10^6 \\ 3.287 \times 10^6 \\ 2.536 \times 10^6 \end{pmatrix}$$

Пересчет политропного КПД:

$$\eta_3 := \frac{N_{\text{полез}3}}{N_{\text{затр}3}} = \begin{pmatrix} 0.537 \\ 0.745 \\ 0.795 \\ 0.831 \\ 0.773 \end{pmatrix}$$

Аппроксимация пересчитанных точек:

$$C\varepsilon := \text{regress}(Q_{H3}, \varepsilon^3, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 1.434 \\ 0.269 \\ -0.136 \end{pmatrix}$$

$$\varepsilon_{9000}(Q_H) := \text{interp}(C\varepsilon, Q_{H3}, \varepsilon^3, Q_H)$$

$$CN := \text{regress}(Q_{H3}, N_{\text{зарт}3}, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ -1.78 \times 10^5 \\ 3.782 \times 10^6 \\ -6.537 \times 10^5 \end{pmatrix}$$

$$N_{9000}(Q_H) := \text{interp}(CN, Q_{H3}, N_{\text{зарт}3}, Q_H)$$

$$C\eta := \text{regress}(Q_{H3}, \eta^3, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 0.108 \\ 0.888 \\ -0.269 \end{pmatrix}$$

$$\eta_{9000}(Q_H) := \text{interp}(C\eta, Q_{H3}, \eta^3, Q_H)$$

Пересчет ГДХ на 8550 об/мин

$$n4 := 8550$$

Пересчет степени сжатия согласно (14):

$$i := 1..5$$

$$\varepsilon_{4_i} := \left[\left[\left(\varepsilon_{1_i} \right)^{\frac{n_i-1}{n_i}} - 1 \right] \cdot \left(\frac{n4}{n1} \right)^2 + 1 \right]^{\frac{n_i}{n_i-1}}$$

$$\varepsilon_4 := \begin{pmatrix} \varepsilon_{4_1} \\ \varepsilon_{4_2} \\ \varepsilon_{4_3} \\ \varepsilon_{4_4} \\ \varepsilon_{4_5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1.159 \\ 1.284 \\ 1.384 \\ 1.488 \\ 1.495 \end{pmatrix}$$

Новая производительность по соотношению (13):

$$i := 1..5$$

$$Q_{H4_i} := \frac{n4}{n1} \cdot Q_{H1_i} \cdot \sqrt{\frac{\varepsilon4_i}{\varepsilon1_i}}$$

$$Q_{H4} := \begin{pmatrix} Q_{H4_1} \\ Q_{H4_2} \\ Q_{H4_3} \\ Q_{H4_4} \\ Q_{H4_5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2.523 \\ 2.203 \\ 1.799 \\ 1.382 \\ 1.053 \end{pmatrix}$$

Новое начальное давление (при неизменном конечном давлении P_K):

$$P_{H4} := \frac{P_K}{\varepsilon4} = \begin{pmatrix} 6.344 \times 10^6 \\ 5.725 \times 10^6 \\ 5.309 \times 10^6 \\ 4.939 \times 10^6 \\ 4.916 \times 10^6 \end{pmatrix}$$

Мощность, затрачиваемая на сжатие газа при неизменных начальных условиях по формуле (20):

$$i := 1..5$$

$$N_{затр4_i} := \frac{P_{H4_i}}{P_{H1_i}} \cdot \left(\frac{n4}{n1}\right)^3 \cdot N_{затр1_i}$$

$$N_{затр4} := \begin{pmatrix} N_{затр4_1} \\ N_{затр4_2} \\ N_{затр4_3} \\ N_{затр4_4} \\ N_{затр4_5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 4.581 \times 10^6 \\ 4.476 \times 10^6 \\ 4.18 \times 10^6 \\ 3.531 \times 10^6 \\ 2.929 \times 10^6 \end{pmatrix}$$

Полезная мощность по зависимости (11):

$$i := 1..5$$

$$N_{\text{полез4}_i} := \frac{n_i}{n_i - 1} \cdot P_{\text{H4}_i} \cdot Q_{\text{H4}_i} \cdot \left[\left(\varepsilon_{\text{H4}_i}^{\frac{n_i-1}{n_i}} - 1 \right) \right]$$

$$N_{\text{полез4}} := \begin{pmatrix} N_{\text{полез4}_1} \\ N_{\text{полез4}_2} \\ N_{\text{полез4}_3} \\ N_{\text{полез4}_4} \\ N_{\text{полез4}_5} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2.442 \times 10^6 \\ 3.29 \times 10^6 \\ 3.268 \times 10^6 \\ 2.876 \times 10^6 \\ 2.219 \times 10^6 \end{pmatrix}$$

Пересчет политропного КПД:

$$\eta_4 := \frac{N_{\text{полез4}}}{N_{\text{затр4}}} = \begin{pmatrix} 0.533 \\ 0.735 \\ 0.782 \\ 0.814 \\ 0.757 \end{pmatrix}$$

Аппроксимация пересчитанных точек:

$$D\varepsilon := \text{regress}(Q_{\text{H4}}, \varepsilon_4, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 1.404 \\ 0.229 \\ -0.129 \end{pmatrix}$$

$$\varepsilon_{8550}(Q_{\text{H}}) := \text{interp}(D\varepsilon, Q_{\text{H4}}, \varepsilon_4, Q_{\text{H}})$$

$$DN := \text{regress}(Q_{\text{H4}}, N_{\text{затр4}}, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ -2.054 \times 10^5 \\ 3.729 \times 10^6 \\ -7.263 \times 10^5 \end{pmatrix}$$

$$N_{8550}(Q_{\text{H}}) := \text{interp}(DN, Q_{\text{H4}}, N_{\text{затр4}}, Q_{\text{H}})$$

$$D\eta := \text{regress}(Q_{H4}, \eta^4, m) = \begin{pmatrix} 3 \\ 3 \\ 2 \\ 0.132 \\ 0.894 \\ -0.289 \end{pmatrix}$$

$$\eta_{8550}(Q_H) := \text{interp}(D\eta, Q_{H4}, \eta^4, Q_H)$$

В результате проведенных вычислений получены ГДХ НЦ-6ДКС для следующих частот вращения: 8550 об/мин, 9000 об/мин, 9150 об/мин, 9450 об/мин (рисунок 18, рисунок 19).

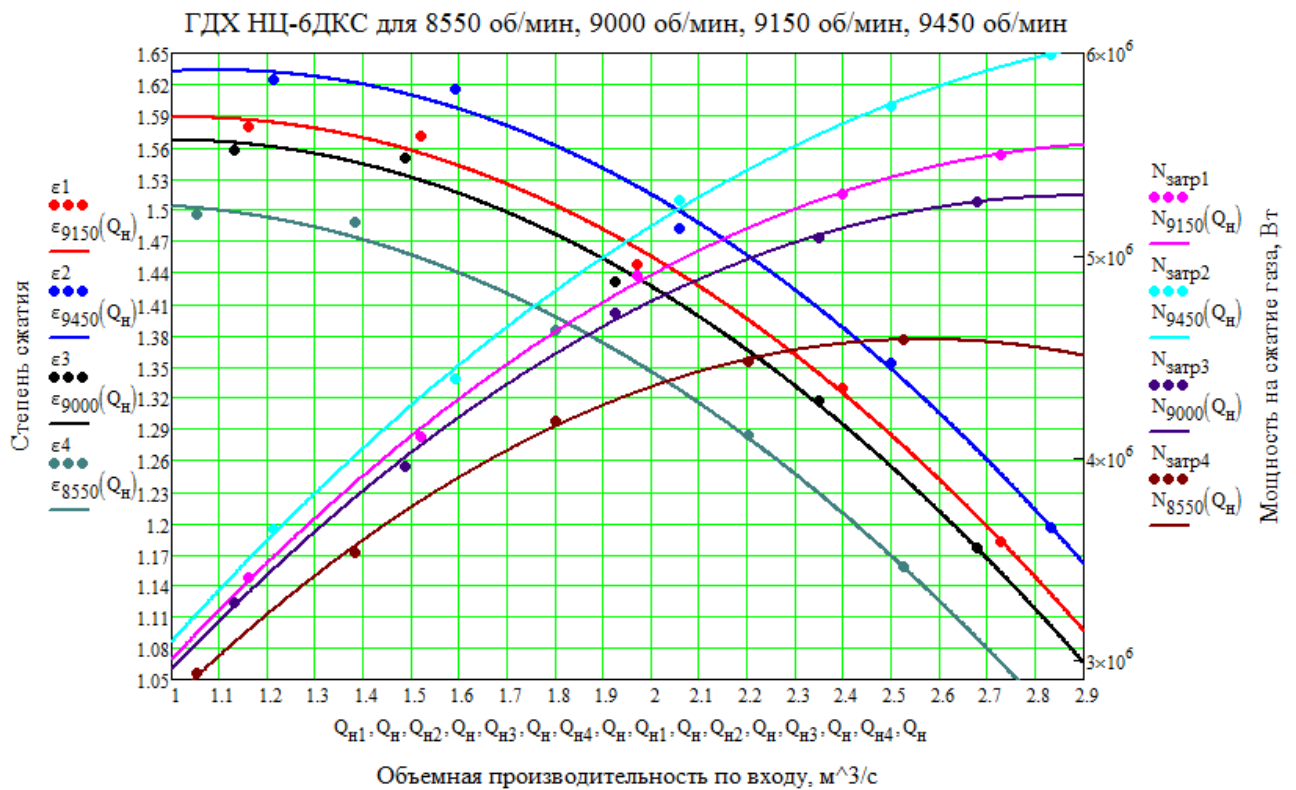


Рисунок 18 – ГДХ НЦ-6ДКС

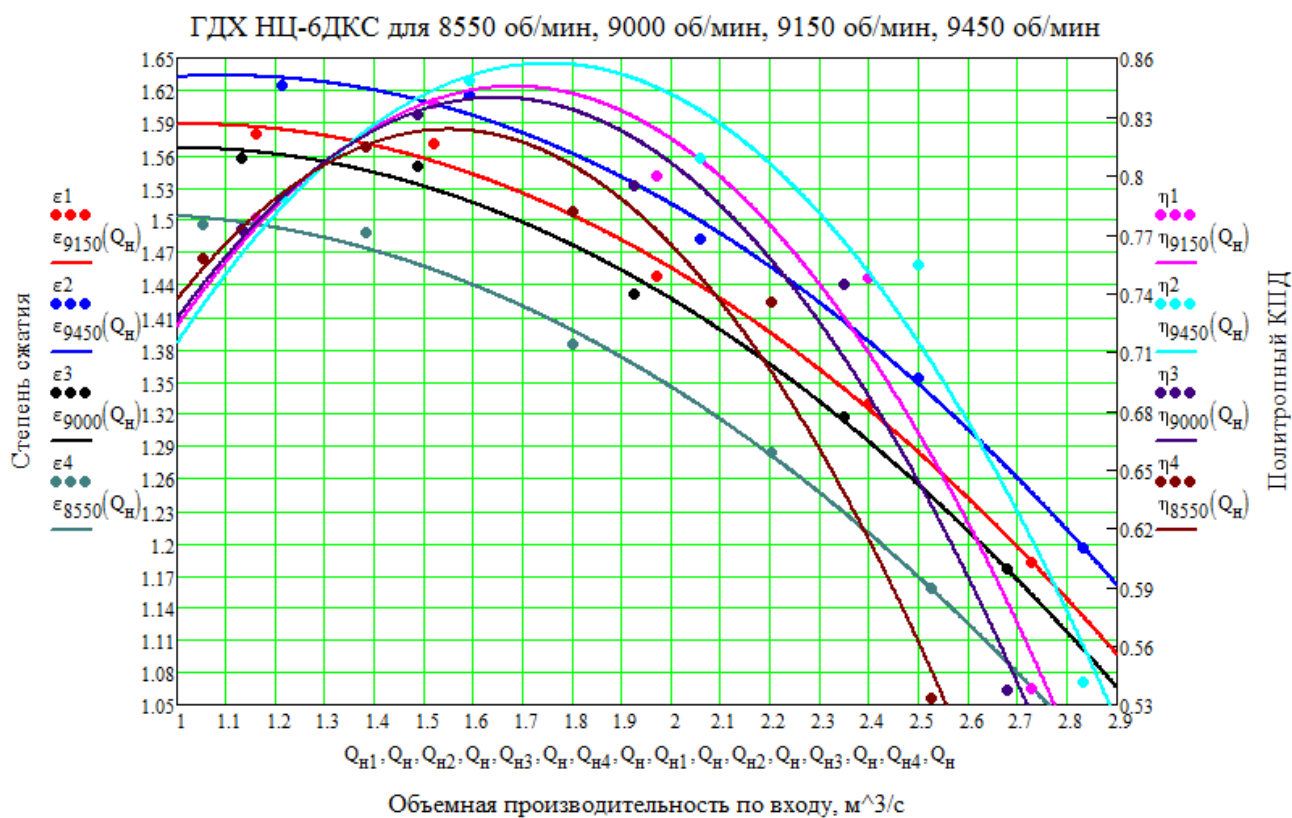


Рисунок 19 – ГДХ НЦ-6ДКС

Далее аналогичным образом производится пересчет характеристик на следующие частоты вращения: 8100, 7200 и 6300 об/мин. Результаты пересчета на рисунке 20 и рисунке 21.

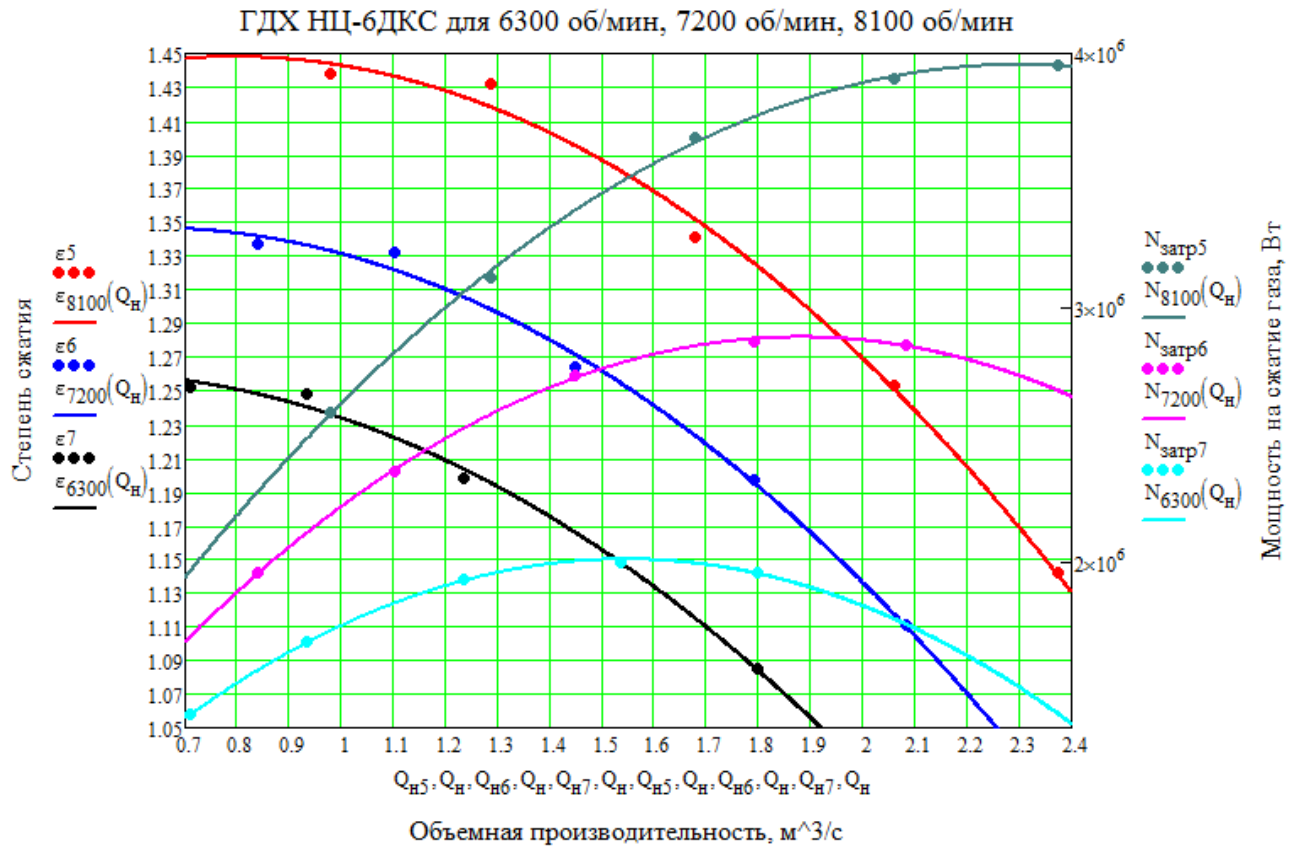


Рисунок 20 – ГДХ НЦ-6ДКС

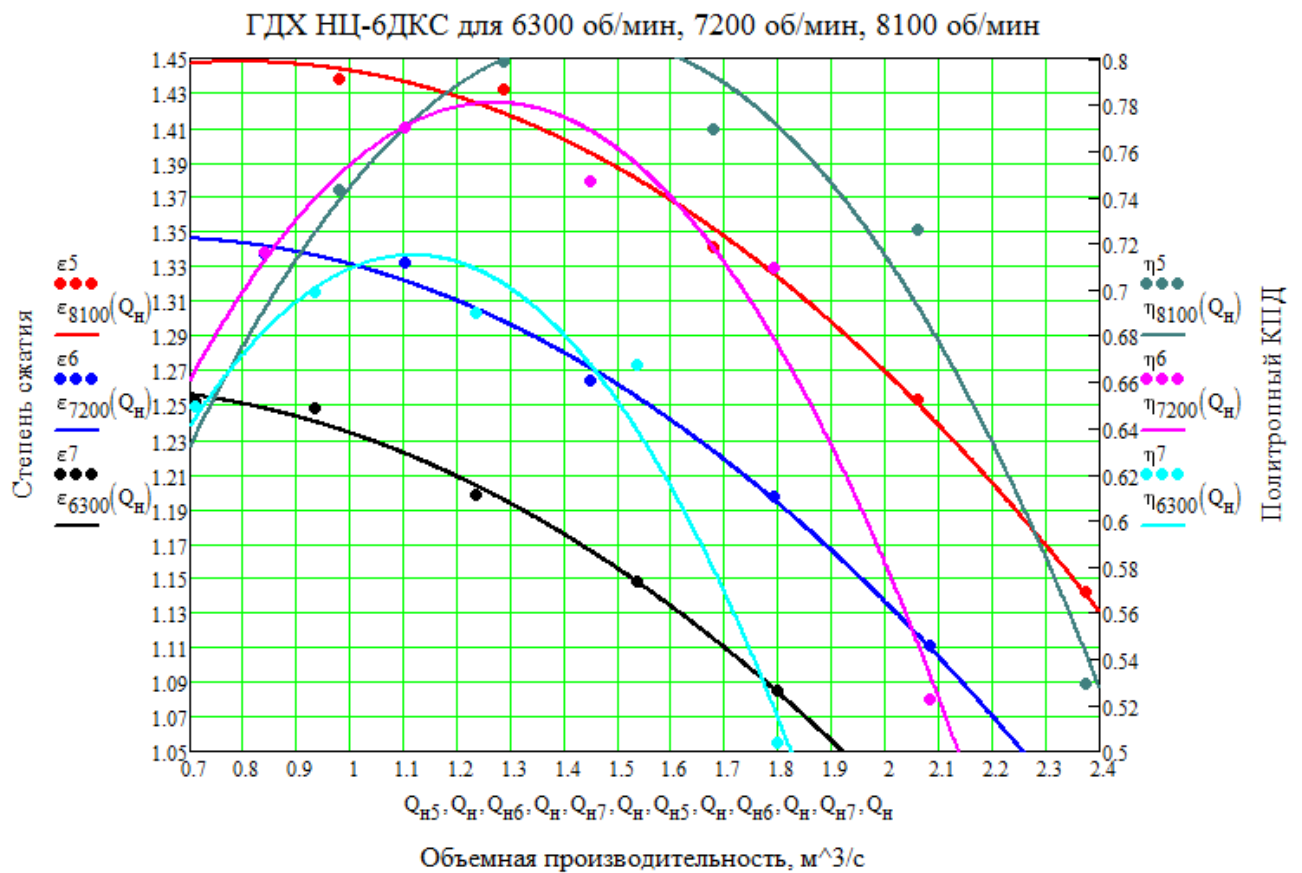


Рисунок 21 – ГДХ НЦ-6ДКС

Определение характеристики сети производится на основании экспериментальных данных, представленных на групповом графике (см. приложения А и Б), и теоретических положениях, приведенных в первой главе данной работы.

Частота вращения СТ из группового графика: 6630 об/мин. Турбина нагнетателя соединена со свободной турбиной через мультипликатор, имеющий передаточное отношение 1,29, соответственно частота вращения ротора компрессора:

$$n_k := 1.29 \cdot 6630 = 8552.7$$

Это значение близко к частоте вращения n^4 , на которую ранее уже построены ГДХ.

$$n^4 = 8550$$

Используя теоретические положения главы 1 и данные групповых графиков (см. приложения А и Б), определяем коэффициент характеристики сети:

Given

$$k_c := 0.7$$

$$\frac{6.8}{4.5} = 1 + k_c \cdot 1.8^2$$

$$k_{c_{\text{нов}}} := \text{Find}(k_c) = 0.158$$

Аналитическое представление характеристики сети:

$$\varepsilon_c(Q_H) := 1 + k_c \cdot Q_H^2$$

Определение характеристики «сеть+байпас»:

Given

$$k_{cб} := 0.4$$

$$1.17 = 1 + k_{cб} \cdot 2.45^2$$

$$k_{cб_{\text{нов}}} := \text{Find}(k_{cб}) = 0.028$$

Аналитическое выражение характеристики «сеть+байпас»:

$$\varepsilon_{cб}(Q_H) := 1 + k_{cб} \cdot Q_H^2$$

Результаты расчета представлены на рисунке 22.

Расчет энергетических затрат при применении байпаса для целей регулирования

При закрытом байпасае 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/м³:

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

Т.е. 1 м³ 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 м³ топливного газа в Вт·ч:

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

Себестоимость добычи природного газа в России сегодня находится на уровне 130\$ за 1000 м³. Приблизительная цена за 1 м³, 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:

$$Q_{p1} := 1.3$$

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

$$Q_{p2} := 2.2$$

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

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.:

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

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.

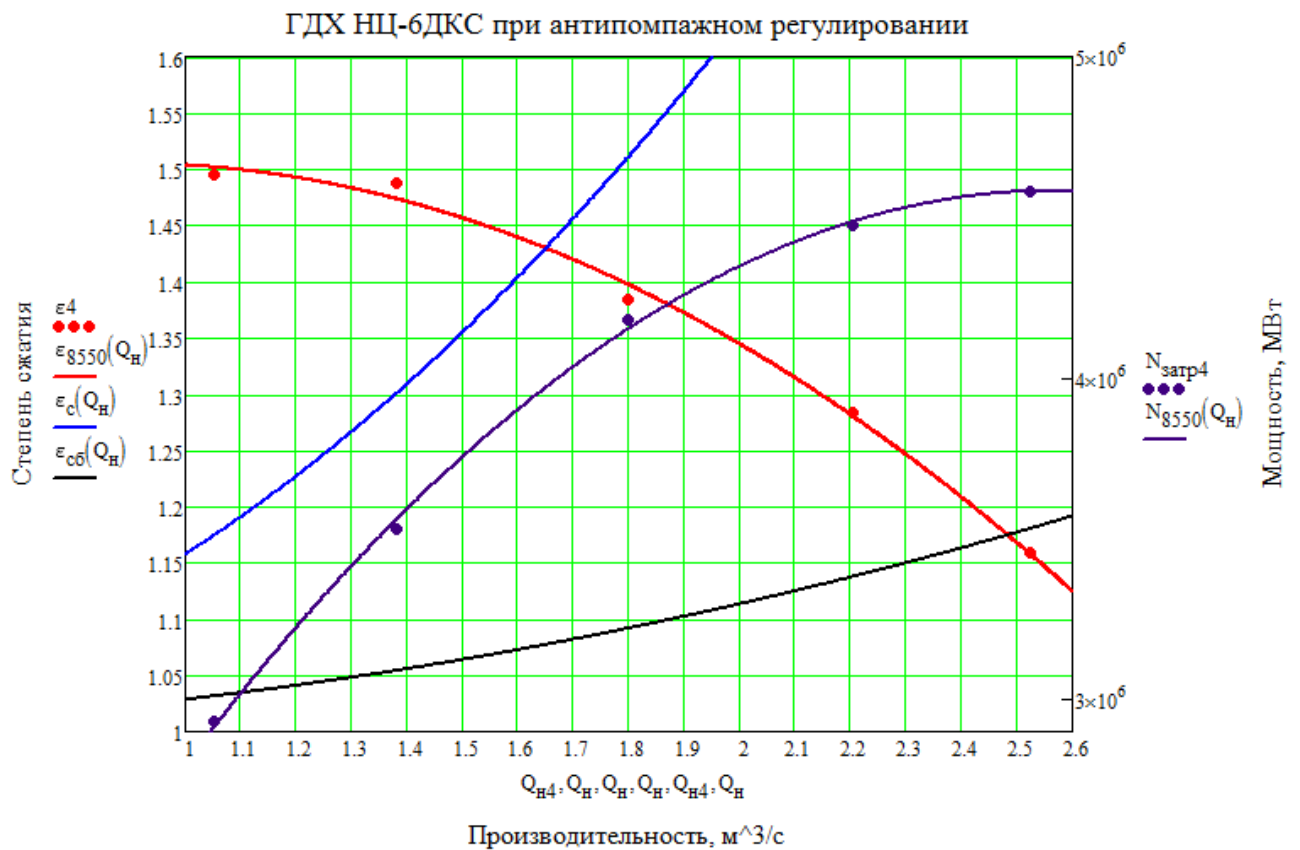


Рисунок 22 – ГДХ НЦ-6ДКС при антипомпажном регулировании

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСООБЪЕКТИВНОСТЬ И ка**

Студенту:

Группа	ФИО
3-4Е31	Голёнок Богдану Николаевичу

Инженерная школа природных ресурсов		Отделение нефтегазового дела	
Уровень образования		Направление подготовки	15.03.02 «Технологические машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»
	Бакалавриат		

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

4. <i>Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих</i>	<i>Стоимость материальных ресурсов определялась по средней стоимости по г. Томску, включая стоимость интернета – 360 руб. в месяц.</i>
5. <i>Нормы и нормативы расходования ресурсов</i>	<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>
6. <i>Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования</i>	<i>Общая система налогообложения с учетом льгот для образовательных учреждений, в том числе отчисления во внебюджетные фонды - 27,1%.</i>

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. <i>Оценка коммерческого потенциала, перспективности и альтернатив проведения НИ с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения</i>	<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. <i>Планирование и формирование бюджета научных исследований</i>	<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 исполнительской темы. 6. Дополнительная заработная плата исполнительской темы. 7. Отчисление во внебюджетные фонды. 8. Накладные ресурсы. 9. Формирование бюджета затрат научно-</i>

	<i>исследовательского проекта.</i>
<i>3. Ресурсоэффективность</i>	<i>1. Определение интегрального показателя эффективности научного исследования. 2. Расчет показателей ресурсоэффективности.</i>

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. Оценка конкурентоспособности технических решений.
2. Матрица SWOT.
3. Определение возможных альтернатив проведения научных исследований.
4. Альтернативы проведения НИ.
5. График проведения и бюджет НИ.

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Рахимов Тимур Рустамович	к.э.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
3-4ЕЗ1	Голёнок Богдан Николаевич		

4. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

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 касательно восстановления давления клапаном, подбирают необходимый сепаратор (трим).

4.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

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

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

Таблица 2 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы			Конкурентоспособность		
		Б _ф	Б _{к1}	Б _б	К _ф	К _{к1}	К _б
Технические критерии оценки ресурсоэффективности							
1. Срок службы	0,13	3	2	2	0,39	0,26	0,26
2. Ремонтпригодность	0,1	4	2	3	0,4	0,2	0,3
3. Надежность	0,12	3	3	3	0,36	0,36	0,36
4. Простота ремонта	0,1	3	2	1	0,3	0,2	0,1
5. Удобство в эксплуатации	0,08	4	3	3	0,32	0,24	0,24
6. Уровень шума	0,11	4	3	3	0,44	0,33	0,33
Экономические критерии оценки эффективности							
1. Конкурентоспособность продукта	0,03	4	3	2	0,12	0,09	0,06
2. Уровень проникновения на рынок	0,08	4	2	3	0,32	0,16	0,24
3. Цена	0,1	3	3	3	0,3	0,3	0,3
4. Предполагаемый срок эксплуатации	0,07	4	4	4	0,28	0,28	0,28
5. Послепродажное обслуживание	0,06	4	3	3	0,24	0,18	0,18
6. Наличие финансирование поставщиками оборудования	0,02	2	3	2	0,04	0,06	0,04
Итого	1	43	33	32	3,51	2,66	2,69

Б_ф – Применение клапана осевого типа «Mokveld»;

Б_{к1} – Применение антипомпажного клапана осевого потока;

Б_б – Применение быстрого антипомпажного клапана.

По таблице 2 видно, что наиболее эффективно использовать клапан фирмы «Mokveld», так же он является наиболее конкурентоспособным к другому виду, так как обладает рядом преимуществ, например, уникальная система уплотнений, не требующая частого обслуживания, а также минимальное количество подвижных частей, что обеспечивает оперативность открытия и закрытия клапана.

$$K1 = \frac{B_{\phi}}{B_{k1}} = \frac{43}{33} = 1,3$$

4.3 SWOT – анализ

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

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

Результаты первого этапа SWOT-анализа:

1. Сильные стороны проекта:

- простота механизма;
- 100% герметичность во всем диапазоне давлений;
- использование 3D моделирования;
- квалифицированный персонал.

2. Слабые стороны проекта:

- дороговизна клапана и вспомогательного оборудования;
- невозможность проверки технических характеристик на лабораторных стендах;
- внутренние производственные проблемы.

3. Возможности проекта:

- сотрудничество с изготовителями антипомпажных клапанов осевого типа;
- использование инновационной инфраструктуры ТПУ;
- повышение стоимости конкурентных разработок.

4. Угрозы проекта:

- отсутствие спроса на новые производства;
- снижение бюджета на разработку;
- высокая конкуренция в данной отрасли.

После того как сформулированы четыре области SWOT переходим к реализации второго этапа. Второй этап состоит в выявлении соответствия сильных и слабых сторон научно-исследовательского проекта внешним условиям окружающей среды. Это соответствие или несоответствие должны помочь выявить степень необходимости проведения стратегических изменений. Интерактивная матрица проекта представлена в табл. 3, табл. 4, табл. 5, табл. 6.

Таблица 3 – Интерактивная матрица возможностей и сильных сторон проекта

Сильные стороны проекта					
Возможности проекта		C1	C2	C3	C4
	V1	+	+	-	0
	V2	-	-	+	-
	V3	-	0	-	0

При анализе данной интерактивной таблицы можно выделить следующие сильно коррелирующие возможности и сильные стороны проекта: V1C1C2, V2C3.

Таблица 4 – 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: В1Сл1.

Таблица 5 – Интерактивная матрица угроз и сильных сторон проекта

Сильные стороны проекта					
Угрозы проекта		С1	С2	С3	С4
	У1	+	+	-	0
	У2	-	-	-	-
	У3	+	+	0	0

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

Таблица 6 – 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 (табл. 7).

Таблица 7 – Матрица SWOT

	Сильные стороны научно-исследовательского проекта:	Слабые стороны научно-исследовательского проекта:
	С1: Простота механизма;	Сл1: Дороговизна клапана и вспомогательного оборудования;
	С2: 100% герметичность во всем диапазоне давлений;	Сл2: Невозможность проверки технических
	С3: Использование 3D	

	<p>моделирования; С4: квалифицированный персонал.</p>	<p>характеристик на лабораторных стендах; Сл3: Внутренние производственные проблемы;</p>
<p>Возможности: 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>Угрозы: 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 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.</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 внимание возможного потребителя на сильных сторонах проекта, т.е. за счет надежности, редкого обслуживания, легкости в ремонте, клапан быстро окупает себя.</p>

4.4 Планирование научно-исследовательских работ

Структура работ в рамках научного исследования

Планирование комплекса предполагаемых работ осуществляется в следующем порядке:

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

Для выполнения научных исследований формируется рабочая группа, в состав которой могут входить научные сотрудники и преподаватели, инженеры, техники и лаборанты, численность групп может варьироваться. По каждому виду запланированных работ устанавливается соответствующая должность исполнителей. В данном разделе необходимо составить перечень этапов и работ в рамках проведения научного исследования, провести распределение исполнителей по видам работ. Примерный порядок составления этапов и работ, распределение исполнителей по данным видам работ приведен в табл. 8.

Таблица 8 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей.

Основные этапы	№ раб	Содержание работ	Должность исполнителя
Выбор темы исследований	1	Календарное планирование работ по теме	Руководитель, исполнитель
	2	Выбор алгоритма исследований	Руководитель
	3	Подбор и изучение литературы по теме	Исполнитель
Разработка тех. задания	4	Составление и утверждение тех. задания	Руководитель

Теоретические и экспериментальные исследования	5	Проведение теоретических расчетов и обоснование	Исполнитель
	6	Проектирование модели и проведение экспериментов	Исполнитель
Обобщение и оценка результатов	7	Оценка результатов исследования	Руководитель, Исполнитель
Оформление отчета по исследовательской работе	8	Составление пояснительной записки	Руководитель, Исполнитель

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 $t_{ожi}$ используется следующая формула:

$$t_{ожi} = \frac{2t_{mini} + 2t_{maxi}}{5}$$

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

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

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

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

$$T_{pi} = \frac{t_{ожi}}{Ч_i}$$

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

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

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

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:

$$T_{ki} = T_{pi} \times K_{\text{кал}}$$

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 табл. 9.

Таблица 9 – 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_{\min} , Чел - дни	t_{\max} , Чел-дни	$t_{\text{ож}}$, Чел-дни			
Календарное планирование работ по теме	3	6	4,2	Руководитель, Исполнитель	2	3
Составление и утверждение тех. задания	1	3	1,8	Руководитель	2	3
Подбор и изучение материалов по теме	10	15	12	Исполнитель	12	16

Согласование материалов по теме	5	8	6,2	Руководитель	6	8
Проведение теоретических расчетов и обоснование	6	18	10	Исполнитель	10	13
Проектирование 3D модели клапана	3	12	6,6	Исполнитель	7	9
Оценка результатов исследования	3	5	3,8	Руководитель, Исполнитель	2	3
Составление пояснительной записки	7	16	11,4	Руководитель, Исполнитель	6	8

На основе таблицы 9 строим план график, представленный в таблице 10.

Таблица 10 - Календарный план график проведения НИР по теме

№	Вид работ	Исполнители	Т _{кп} , кал. дни	Продолжительность выполнения работ													
				Фев.		Март			Апрель			Май					
				2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3			
1	Составление и утверждение тех. задания	Р	3	■													
2	Подбор и изучение материалов по теме	И	18	□													
3	Согласование материалов по теме	Р	9			■											
4	Календарное планирование работ по теме	Р, И	3				■										
5	Проведение теоретических расчетов и обоснование	И	15				□										
6	Проектирование 3D модели клапана	И	10						□								
7	Оценка результатов исследования	Р, И	3,8								■						

Редуктор с фильтром Fairchild	2	15778,16	31556,32
Позиционер Moore	1	80012,46	80012,46
Эл- пневмопреобразователь Hartman&Braun	1	80984,57	80984,57
Предохранительный клапан Welker	1	18470,17	18470,17
Ленточный нагревательный кабель Bartec	1	46287,58	46287,58
Конечный выключатель Bartec	2	10917,59	21835,18
Блокирующий клапан Fisher	1	58625,95	58625,95
Нагревательный элемент Intertec	1	40081,01	40081,01
Гидроблок в сборе	1	160270,99	160270,99
Гидрожидкость Shell Aerofluid 41	3	882,56	2647,68
Комплект фитингов приборной части	1	81283,69	81283,69
Компьютер	1	28000	28000
Итого:			При исполнении 1: 2900108,56

	При исполнении 2: 3300108,56
	При исполнении 3: 3250108,56

Для проведения научного исследования нам необходим компьютер, с установленными на него специальными программами и с нужным нам программным обеспечением.

Затраты на покупку компьютера:

$$З = d_k + d_{по} = 25000 + 3000 = 28000 \text{ руб.}$$

где d_k – стоимость компьютера;

$d_{по}$ – стоимость программного обеспечения.

Установка специальных программ для исследования и моделирования объекта производится бесплатно.

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 12 - Расчет основной заработной платы

№	Наименование этапов	Исполнители по категориям	Трудоемкость, чел.-дн.			Заработная плата, приходящаяся на один чел.-дн., тыс. руб.	Всего заработная плата по тарифу, тыс. руб.		
			Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3		Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3
1	Календарное планирование работ по теме	Руководитель , Исполнитель	2	3	2	1,16	2,32	3,48	2,32
2	Выбор темы исследований	Руководитель	7	9	8	0,93	6,51	8,37	7,44
3	Составление и утверждение тех. задания	Руководитель	2	2	2	0,93	1,86	1,86	1,86
4	Подбор и изучение материалов по теме	Исполнитель	12	12	12	0,23	2,76	2,76	2,76
5	Проведение теоретических расчетов и обоснование	Исполнитель	8	9	9	0,23	1,84	2,07	2,07
6	Проектирование 3D модели клапана	Исполнитель	6	9	8	0,23	1,38	2,07	1,84
7	Оценка результатов исследования	Руководитель , Исполнитель	4	5	6	1,16	4,64	5,8	6,96
8	Составление пояснительной записки	Руководитель , Исполнитель	5	5	5	1,16	5,8	5,8	5,8
Итого:							27,11	32,21	31,05

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

$$Z_{\text{п}} = Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}$$

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:

$$Z_{\text{осн}} = T_{\text{р}} \times Z_{\text{дн}}$$

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

$T_{\text{р}}$ – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн.;

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

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$Z_{\text{дн}} = \frac{Z_{\text{м}} \times M}{F_{\text{д}}} = \frac{51413 \times 10,1}{185} = 2661 \text{ руб.}$$

где $Z_{\text{м}}$ – 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;

$F_{\text{д}}$ – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб. дн.

Таблица 13 - Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Исполнитель
Календарное число дней	365	365
Количество нерабочих дней:	118	118
- выходные		
- праздничные		

Потери рабочего времени: - отпуск - невыходы по болезни	62	72
Действительный годовой фонд рабочего времени	185	175

Месячный должностной оклад работника:

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

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

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

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

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

Тарифная заработная плата $Z_{тс}$ находится из произведения тарифной ставки работника 1-го разряда $Tci = 600$ 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 14 - Расчет основной заработной платы для исполнения 1

Исполнители	$Z_{тс}$, тыс. руб.	$k_{пр}$	$k_{д}$	$k_{р}$	Z_m , тыс. руб.	$Z_{дн}$, тыс. руб.	T_r , раб. дн.	$Z_{осн}$, тыс. руб.
Руководитель	23264	0,3	0,4	1,3	51413	2,674	20	53,48
Исполнитель	14584	0	0	1,3	18959	1,126	37	41,66
Итого:								95,14

Таблица 15 - Расчет основной заработной платы для исполнения 2

Исполнители	Зтс, тыс. руб.	кпр	кд	кр	Зм, тыс. руб.	Здн, тыс. руб.	Тр, раб. дн.	Зосн, тыс. руб.
Руководитель	23264	0,3	0,4	1,3	51413	2,674	24	64,18
Исполнитель	14584	0	0	1,3	18959	1,126	43	48,41
Итого:								112,59

Таблица 16 - Расчет основной заработной платы для исполнения 3

Исполнители	Зтс, тыс. руб.	кпр	кд	кр	Зм, тыс. руб.	Здн, тыс. руб.	Тр, раб. дн.	Зосн, тыс. руб.
Руководитель	23264	0,3	0,4	1,3	51413	2,674	28	74,87
Исполнитель	14584	0	0	1,3	18959	1,126	49	55,17
Итого:								130,04

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:

$$З_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot З_{\text{осн}} = 0,13 \cdot 53480 = 6952 \text{ руб};$$

$$З_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot З_{\text{осн}} = 0,13 \cdot 41660 = 5416 \text{ руб},$$

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

Для исполнения 2 расчет дополнительной заработной платы составит:

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}} = 0,13 \cdot 64180 = 8343 \text{ руб};$$

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}} = 0,13 \cdot 48410 = 6293 \text{ руб},$$

Для исполнения 3 расчет дополнительной заработной платы составит:

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}} = 0,13 \cdot 74870 = 9733 \text{ руб};$$

$$Z_{\text{доп}} = k_{\text{доп}} \cdot Z_{\text{осн}} = 0,13 \cdot 55170 = 7172 \text{ руб},$$

Отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления)

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

Величина отчислений во внебюджетные фонды определяется исходя из следующей формулы:

$$Z_{\text{внеб}} = k_{\text{внеб}} \cdot (Z_{\text{осн}} + Z_{\text{доп}}) = 0,271 \cdot (53480 + 6952) = 16377 \text{ руб},$$

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

Таблица 17 - Отчисления во внебюджетные фонды

Исполнитель	Основная заработная плата, тыс. руб			Дополнительная заработная плата, тыс. руб		
	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3	Исп. 1	Исп. 2	Исп. 3
Руководитель	53,480	64,180	74,870	6,952	8,343	9,733
Исполнитель проекта	41,660	48,410	55,170	5,416	6,293	7,172
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	0,271					
Итого:						
Исполнение 1	Исполнение 2		Исполнение 3			
29,134	34,478		39,822			

Прочие расходы

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие статьи расходов: печать и ксерокопирование материалов исследования, пишущие принадлежности, оплата услуг связи, электроэнергии, почтовые и телеграфные расходы, размножение материалов и т.д.

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 18 - Расчет бюджета затрат НТИ

Наименование статьи	Сумма, руб. (исполнение 1)	Сумма, руб. (исполнение 2)	Сумма, руб. (исполнение 3)	Примечание
1. Материальные затраты	2900108	3300108	3250108	
2. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	95140	112590	130040	
3. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	12368	14636	16905	
4. Отчисления во внебюджетные фонды	29134	34478	39822	
5. Прочие расходы	24000	24000	24000	
6. Бюджет затрат НТИ	3060750	3485812	3460875	Сумма ст. 1-6

4.5 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:

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

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

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

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

Для 1-ого варианта исполнения имеем:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп } 1} = \frac{\Phi_{p1}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{3060750}{3485812} = 0,878$$

Для 2-ого варианта имеем:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп } 2} = \frac{\Phi_{p2}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{3485812}{3485812} = 1$$

Для 3-ого варианта имеем:

$$I_{\text{финр}}^{\text{исп } 3} = \frac{\Phi_{p3}}{\Phi_{\text{max}}} = \frac{3460875}{3485812} = 0,993$$

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

удешевление стоимости разработки в разгах (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 18 - Сравнительная оценка характеристик проекта

Критерии	Весовой коэффициент	Клапан осевого типа с пневмоприводом (исп. 1)	Клапан осевого типа с гидравлическим приводом (исп. 2)	Клапан осевого типа с другим видом привода (исп. 3)
1. Безопасность	0,1	5	4	4
2. Удобство в эксплуатации	0,15	4	3	4
3. Срок службы	0,15	5	3	3
4. Ремонтопригодность	0,20	5	3	5
5. Надёжность	0,25	4	4	4
6. Материалоёмкость	0,15	5	4	3
Итого:	1	4,6	3,05	3,9

Рассчитываем показатель ресурсоэффективности:

$$I_p - \text{исп1} = 0,1 \cdot 5 + 0,15 \cdot 4 + 0,15 \cdot 5 + 0,2 \cdot 5 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 5 = 4,6.$$

$$I_p - \text{исп2} = 0,1 \cdot 4 + 0,15 \cdot 3 + 0,15 \cdot 3 + 0,2 \cdot 3 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 = 3,05.$$

$$I_p - \text{исп3} = 0,1 \cdot 4 + 0,15 \cdot 4 + 0,15 \cdot 3 + 0,2 \cdot 5 + 0,25 \cdot 4 + 0,15 \cdot 3 = 3,9.$$

Интегральный показатель эффективности вариантов исполнения разработки ($I_{\text{исп}i}$) определяется на основании интегрального показателя ресурсоэффективности и интегрального финансового показателя по формуле:

$$I_{\text{исп.1}} = \frac{I_{p-\text{исп1}}}{I_{\text{финр}}}; \quad I_{\text{исп.2}} = \frac{I_{p-\text{исп2}}}{I_{\text{финр}}}; \quad I_{\text{исп.3}} = \frac{I_{p-\text{исп3}}}{I_{\text{финр}}};$$

$$I_{\text{исп1}}=5,24 ; I_{\text{исп2}}=3,05; I_{\text{исп3}}=3,93$$

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

$$\mathcal{E}_{\text{ср}i} = \frac{I_{\text{исп}i}}{I_{\text{исп}_{\text{min}}}}$$

$$\mathcal{E}_{\text{ср1}}=1,72; \mathcal{E}_{\text{ср2}}=1; \mathcal{E}_{\text{ср3}}=1,29$$

Таблица 19 - Сравнительная эффективность разработки

№ п/п	Показатели	Исп.1	Исп.2	Исп.3
1	Интегральный финансовый показатель разработки	0,878	1	0,993
2	Интегральный показатель ресурсоэффективности разработки	4,6	3,05	3,9
3	Интегральный показатель эффективности	5,24	3,05	3,93
4	Сравнительная эффективность вариантов исполнения	1,72	1	1,29

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 для первого, второго и третьего исполнений соответственно 3060750, 3485812 и 3460875 руб., основная часть которого приходится на материальные затраты, связанные с приобретением спецоборудования. 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	ФИО
3-4E31	Голёнок Богдан Николаевич

Инженерная школа природных ресурсов		Отделение нефтегазового дела	
Уровень образования	Бакалавриат	Направление подготовки	15.03.02 «Технологические машины и оборудование нефтяных и газовых промыслов»

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

1. Характеристика объекта исследования и области его применения
*Объектом исследования является центробежный компрессор.
 Модернизация системы компрессорной станции клапаном «Mokveld» для предотвращения помпажа.
 Рабочей зоной является дожимная компрессорная станция.*

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Производственная безопасность

1.1. К вредным факторам относятся:

- повышенный уровень шума на рабочем месте:
 - ГОСТ 12.1.003-14 ССБТ Шум. Общие требования
 - ГОСТ 12.1.029-80 ССБТ Средства и методы защиты от шума. Общие требования.
- повышенный уровень вибрации:
 - ГОСТ 12.1.012-2004 ССБТ Вибрационная безопасность. Общие требования.

1.2. К опасным факторам относятся:

- повышенная температура маслосистемы:
 - ГОСТ 12.2.062 Оборудование производственное. Ограждения защитные.
- пожароопасность:
 - Федеральный закон от 22 июля 2008 г. N 123-ФЗ Технический регламент о требованиях пожарной безопасности.
- наличие вращающихся механизмов:
 - СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200-03 Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов.

2. Экологическая безопасность:

- защита селитебной зоны (населения):
 - ГОСТ 17.1.3.13–86. Охрана природы. Гидросфера. Общие требования к охране поверхностных вод от загрязнений
- защита санитарной зоны:
 - ГН 2.2.5.2308 – 07. Ориентировочно безопасный уровень воздействия (ОБУВ) вредных веществ в воздухе рабочей зоны
 - СанПиН 2.2.1/2.1.1.1200–03. Санитарно-защитные зоны и санитарная классификация предприятий, сооружений и иных объектов.

3. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:

- пожар:
 - *ГОСТ 12.1.004-91 Пожарная безопасность. Общие требования,*
- разлив:
 - *ГОСТ 17.1.3.06-82. Охрана природы. Гидросфера. Общие требования к охране подземных вод.*

4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:

- Трудовой кодекс РФ:
 - *ст. 92 ТК РФ,*
 - *ст. 117 ТК РФ,*
 - *ст. 147 ТК РФ.*
- Правила безопасности в газовом хозяйстве:
 - *ПБ 12-529-83.*

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

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Король Ирина Степановна	к.х.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
З-4Е31	Голёнок Богдан Николаевич		

5. Социальная ответственность

Выпускная квалификационная работа посвящена исследованию помпажных явлений 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 Опасные и вредные производственные факторы

В соответствии с ГОСТ 12.0.003-15 могут быть выделены следующие опасные и вредные факторы производственной среды на ДКС при работе с центробежным компрессором:

Опасные производственные факторы:

- 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;

Вредные производственные факторы

– 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.

5.2 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.

Анализ эффективности внедрения антипомпажного клапана «Mokveld»

Внедрение клапана осевого типа фирмы «Mokveld» не только позволяет обеспечить газодинамическую устойчивость компрессора, но также позволяет снизить влияние вредных факторов производственной среды. Благодаря спрямленной осесимметричной проточной части клапана обеспечивается устранение вихревых течений и неоправданные изменения направления потока среды в клапане. Это дает значительное снижение уровня шума, турбулентности и вибраций.

Согласно паспортной документации и замерам рабочего персонала, внедрение антипомпажного клапана «Mokveld» снижает уровень шума с 98 до 94 дБ.

5.3 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.

5.4 Охрана окружающей среды

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.

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.

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.

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.

Решения по обеспечению экологической безопасности

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

Работающие с нефтепродуктами должны быть обучены безопасности труда в соответствии с ГОСТ 12.0.004-15.

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

Для предотвращения загрязнения окружающей среды нефтепродуктами, уменьшения пожарной опасности и улучшения условий труда рекомендуются установки герметичного налива и слива, стационарные шланговые устройства, системы автоматизации процессов сливно-наливных операций.

Режим слива и налива нефтепродуктов, конструкция и условия эксплуатации средств хранения и транспортирования должны удовлетворять требованиям электростатической искробезопасности по ГОСТ 12.1.018-93.

Устройства полигонов твердых бытовых отходов должны организовываться в соответствии с СанПиНом 2.1.7.1038-01.

5.5 Защита в чрезвычайных ситуациях

Перечень возможных ЧС на объекте

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.

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.

5.6 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Дожимная компрессорная станция является объектом повышенной опасности для всего персонала. Она также является объектом, на котором установлено дорогостоящее оборудование, эксплуатировать которое должны специалисты предприятия, прошедшие обучение и имеющие допуск к работе оборудования, транспорта. Такие специалисты должны знать, как действовать в нештатных ситуациях и в случаях аварий. Правила безопасного ведения работ регламентируются ПБ 12-368-00 "Правила безопасности в газовом хозяйстве", который разработан в соответствии с "Положением о Федеральном горном и промышленном надзоре России" и учитывают требования Федерального закона "О промышленной безопасности опасных производственных объектов" от 21.07.97 N 116-ФЗ, а также других действующих нормативных документов.

Допуск к работе имеют лица не моложе 18 лет, прошедшие медицинское освидетельствование в установленном порядке и не имеющие противопоказаний к выполнению данного вида работ, обученные безопасным методам и приемам работы, применению средств индивидуальной защиты, правилам и приемам оказания первой медицинской помощи пострадавшим и прошедшие проверку знаний в установленном порядке. Лица женского пола могут привлекаться к проведению отдельных газоопасных работ, предусмотренных технологическими регламентами и инструкциями и допускаемых законодательством о труде женщин. К выполнению работ допускаются руководители, специалисты и рабочие, обученные и сдавшие экзамены на знание правил безопасности и техники безопасности, умеющие пользоваться средствами индивидуальной защиты и знающие способы оказания первой (доврачебной) помощи.

Первичное обучение рабочих безопасным методам и приемам труда; руководителей и специалистов, лиц, ответственных за безопасную

эксплуатацию газового хозяйства и ведение технического надзора, а также лиц, допускаемых к выполнению газоопасных работ, должно проводиться в организациях (учебных центрах), имеющих соответствующую лицензию. Действующая с 1 января 2014 г. редакция ТК РФ определяет, что работникам, занятым на работах с вредными и (или) опасными условиями труда, положены следующие гарантии и компенсации:

1) сокращенная продолжительность рабочего времени с возможностью выплаты денежной компенсации за работу в пределах общеустановленной 40-часовой рабочей недели (ст. 92 ТК РФ);

2) ежегодный дополнительный оплачиваемый отпуск работникам с возможностью выплаты компенсации за часть такого отпуска, превышающую минимальную продолжительность (ст. 117 ТК РФ);

3) повышенная оплата труда работников (ст. 147 ТК РФ).

Основным органом государственного надзора и контроля за состоянием охраны труда является Федеральная служба по труду и занятости. В ее структуру входят Управление надзора и контроля за соблюдением законодательства о труде, территориальные органы по государственному надзору и контролю за соблюдением трудового законодательства и иных нормативных правовых актов, содержащих нормы трудового права, государственные инспекции труда субъектов Российской Федерации.

Вывод: в данном разделе проведен анализ вредных факторов таких как повышенный уровень шума, повышенный уровень вибрации. Выявлены опасные факторы производства: повышенная температура маслосистемы, пожаровзрывоопасность, наличие вращающихся механизмов.

Заключение

В результате проведенного исследования помпажных явлений, найдено решение, позволяющее избежать возникновения помпажа. Решением является внедрение регулирующего клапана, место установки которого определено в процессе анализа существующих методов регулирования работы центробежных нагнетателей. Преимущества установки рециркуляционного клапана на пусковом контуре газоперекачивающего агрегата преобладают над присущими недостатками в силу специфики антипомпажного регулирования.

Оптимальной конструкцией регулирующего органа является осесимметричная модель, обладающая высокой пропускной способностью, что особенно важно в такой области, как антипомпажное регулирование компрессоров. Преимущества данной модели наглядно продемонстрированы в ходе расчета течения газа через нее.

Таким образом, полученная система не только выполняет антипомпажную защиту центробежного компрессора, позволяя реализовывать традиционные функции открытия-закрытия рециркуляционного клапана в различных режимах работы газоперекачивающего агрегата, но и обеспечивает регулирование по основным параметрам нагнетателя вблизи границы его устойчивой работы, что обеспечивает наибольшую эффективность ГПА.

Экономическая эффективность найденного решения обосновывается расчетами. С учетом того факта, что внутренний коэффициент окупаемости составляет 62%, а кредитование осуществляется на сумму итоговых затрат по процентной ставке в 30%, можно считать реализацию проекта вполне рентабельной.

Список использованных источников

1. Технологический регламент дожимной компрессорной станции Мыльджинского газоконденсатного месторождения. Утвержден в 2008 г.
2. Воронежский А.В. Современные центробежные компрессоры. Вопросы оптимального применения в различных отраслях промышленности: сборник статей. – М.: ЗАО «Премииум Инжиниринг», 2007. – 144 с.
3. Воронежский А.В. Современные компрессорные станции: справочное пособие – Москва: «Премииум Инжиниринг», 2009. – 446 с.
4. Веригин И.С. Компрессорные и насосные установки: учебник – М.: Академия, 2007. – 288 с.
5. 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.
6. Рафиков Л.Г. Эксплуатация газокomppressorного оборудования компрессорных станций/ Рафиков Л.Г., Иванов В.А. – М.: Недра, 1992. – 237 с.
7. 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.
8. 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.
9. Шнепп В.Б. Конструкция и расчет центробежных компрессорных машин. – М.: Машиностроение, 1995. – 240 с.
10. Дячек П.И. Насосы, вентиляторы, компрессоры: Учебное пособие. – М.: Издательство АСВ, 2012. – 432 с.
11. Селезнев К.П. Центробежные компрессоры/ Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. – Л.: Машиностроение, 1982. – 271 с.
12. Ден Г.Н. Механика потока в центробежных компрессорах. – Л.: Машиностроение, 1973. – 272 с.

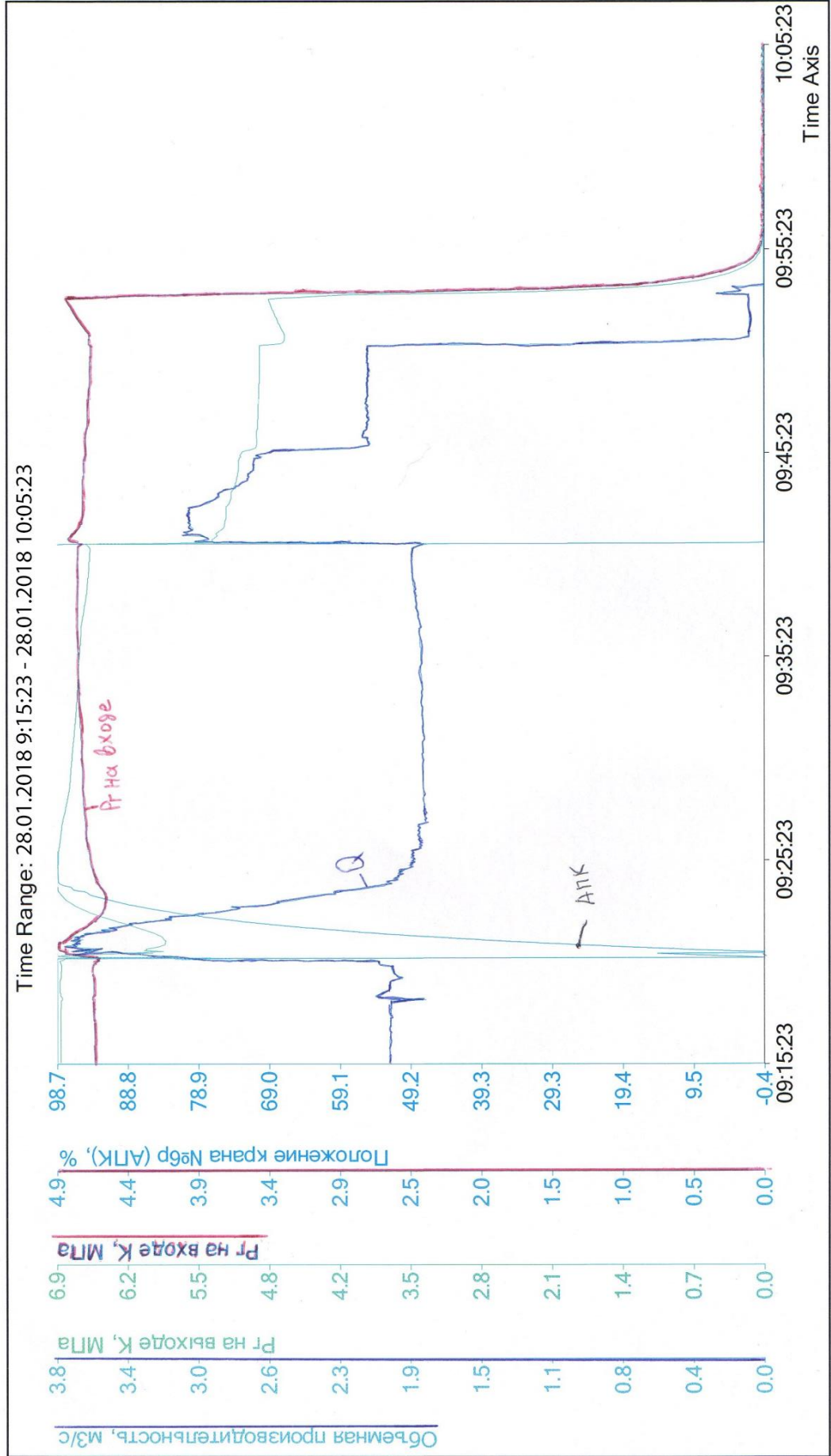
13. Дунаев В.Ф. Экономика предприятий нефтяной и газовой промышленности. – М.: «Нефть и газ». 2006. – 352 с.
14. Белов С.В. Безопасность жизнедеятельности. 7-е изд. – М.: Высшая школа, 2007. – 616 с.
15. Блох Х. Компрессоры современное применение / Блох Х. Перевод с англ. Кодомского Л.Н. под ред. Дегтяревой Т.С., Курганова А.А. – М.: Техносфера, 2011. – 257 с.
16. Казакевич В.В. Автоколебания (помпаж) в компрессорах. – М.: Машиностроение, 1974. – 264с.
17. Лямкин А.А. Система антипомпажной защиты газоперекачивающего агрегата / Лямкин А.А, Макаров Н.В.. – Известия СПбГЭТУ «ЛЭТИ», 2011. №3. С. 52–55.
18. Нищета В.В. Предотвращение помпажа одиночно и параллельно работающих нагнетателей природного газа / Нищета В.В., Трифонов Н.Г., Овчинников В.П. – Metallургические процессы и оборудование, 2007. №4. С. 43–47.
19. 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.
20. Кирюшин П. Требования к скорости системы управления для защиты компрессора от помпажа. – Компрессорная техника и пневматика, 2012. №3. С. 14.
21. 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.
22. Старосельский С. Встроенная система защиты от помпажа и контроля производительности центробежных компрессоров. – Компрессорная техника и пневматика, 2013. №3. С. 15.
23. Антипомпажный клапан осевого потока: патент Рос. Федерация №103878; заявл. 06.10.10; опубл. 27.04.11.

Приложение А

Групповой график.

22.02.2018 16:33:46

ДКС, Мыльджинского ГКМ ГПА2

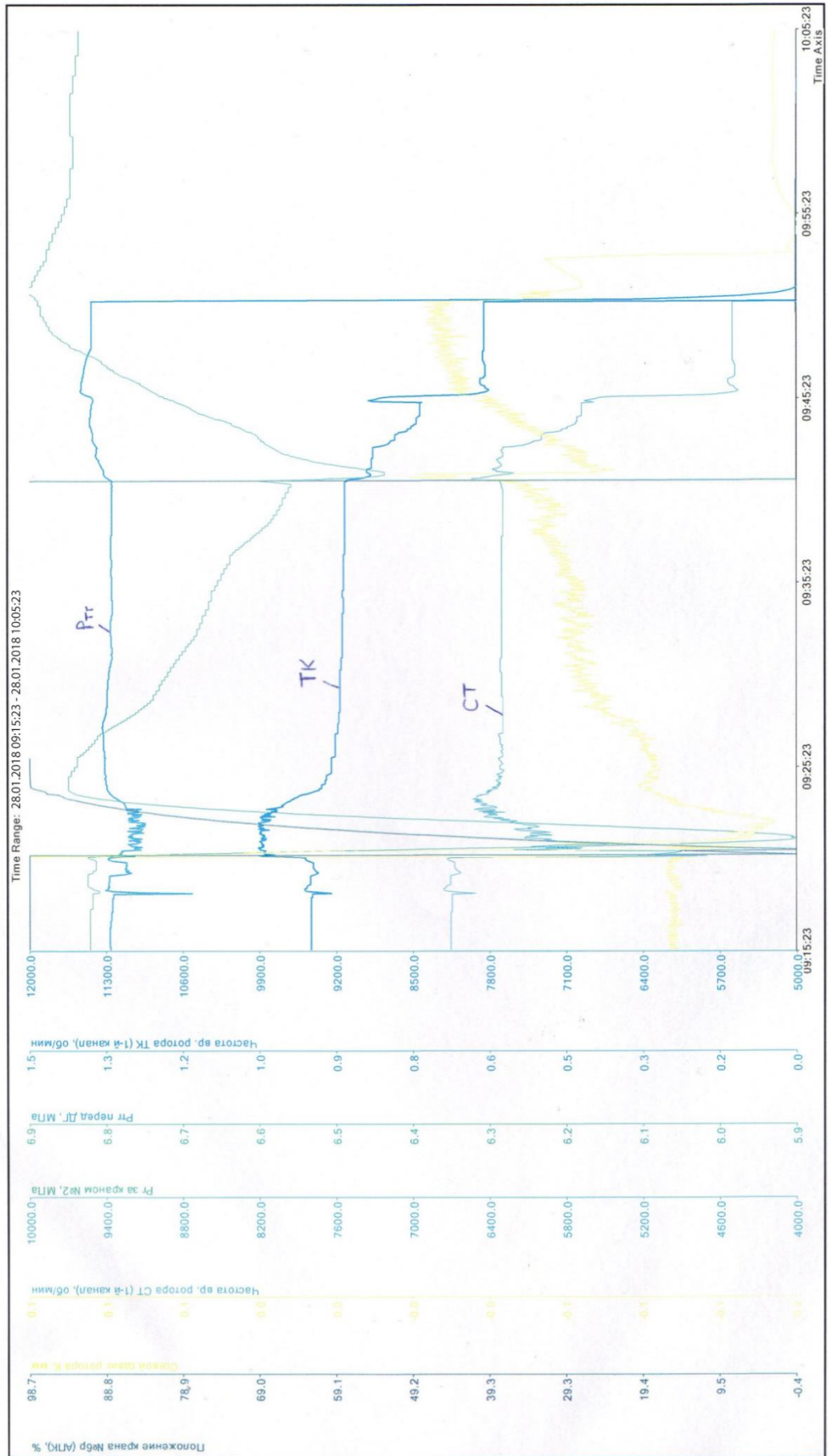


Приложение Б

Групповой график.

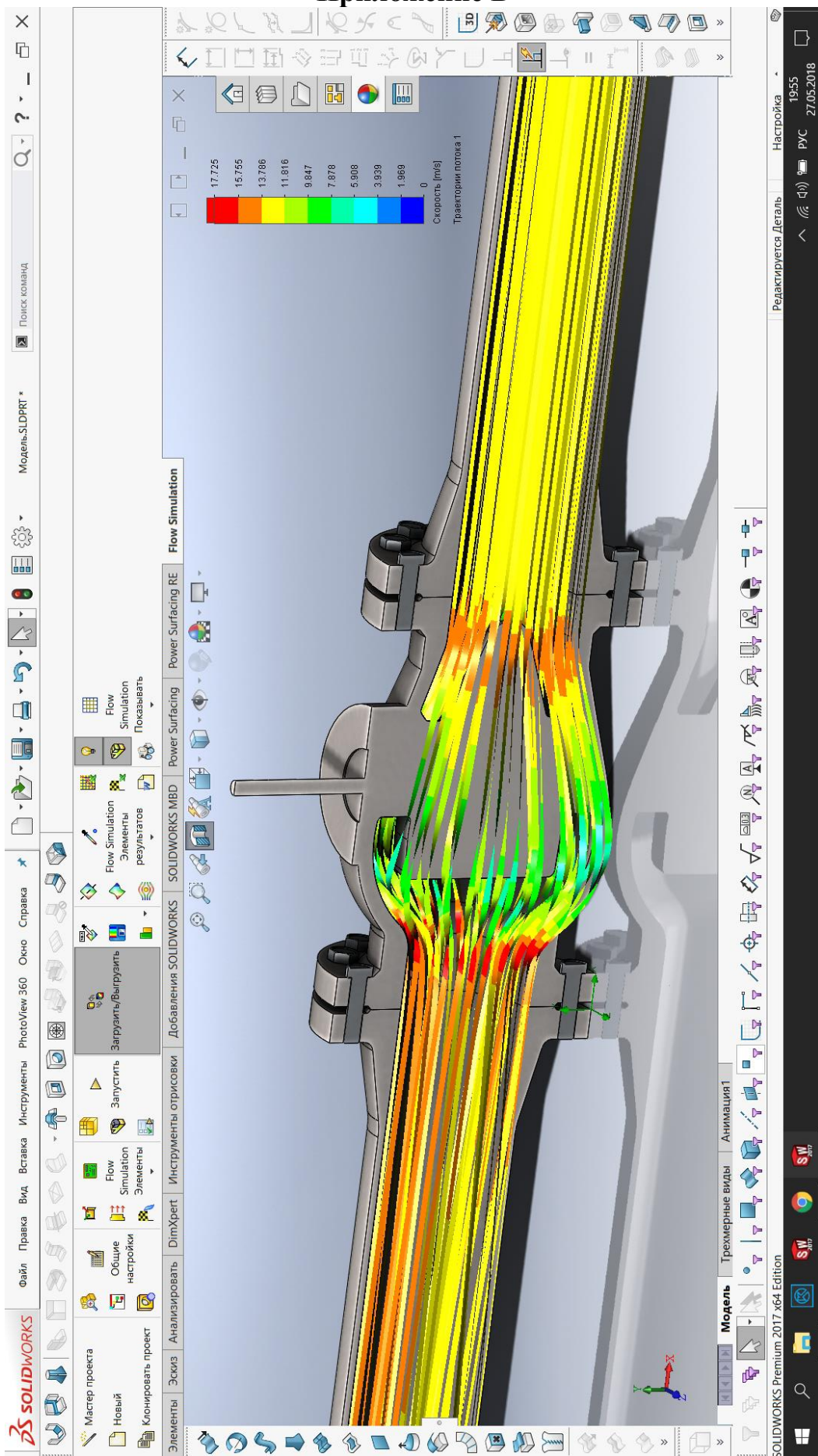
22.02.2018 16:48:29

ДКС, Мыльджинского ГКМ ГПА2



ЗАО "НПФ "Система-Сервис" 2018г.

Приложение В



Приложение Г

