

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего
образования
«Санкт-Петербургский горный университет»

На правах рукописи

Белоусов Артём Евгеньевич

**ОБОСНОВАНИЕ СПОСОБА РЕДУЦИРОВАНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА В
СИСТЕМЕ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ ПРИ ПОМОЩИ ДЕТАНДЕРОВ
ОБЪЕМНОГО ТИПА**

Специальность 25.00.19 – Строительство и эксплуатация
нефтегазопроводов, баз и хранилищ

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук,
доцент Г.Х. Самигуллин

Санкт-Петербург – 2018

Оглавление

Введение.....	5
Глава 1. Анализ современного состояния теории, практики и патентных материалов в области утилизации энергии природного газа при понижении его давления в пунктах редуцирования.....	10
1.1. Анализ потенциала вторичного энергетического ресурса в пунктах редуцирования и влияющих на него факторов	10
1.2. Анализ существующих способов редуцирования и утилизации энергии в пунктах понижения давления природного газа	17
1.2.1. Использование вихревых труб	19
1.2.2. Использование детандер-генераторных агрегатов.....	21
1.3. Цель и задачи исследования	31
1.4. Выводы.....	32
Глава 2. Теоретическое обоснование применения способа редуцирования природного газа при помощи детандеров объемного типа в системе газораспределения.....	33
2.1. Разработка устройств для реализации способа редуцирования с использованием детандеров объемного типа в системе газораспределения.....	33
2.2. Статический расчет характеристик детандера объемного типа.....	38
2.3. Разработка математической модели и моделирование процесса редуцирования с помощью детандера объемного типа в нестационарных условиях	44
2.4. Выводы.....	61
Глава 3. Экспериментальные исследования процессов редуцирования и утилизации энергии потока природного газа с использованием детандера объемного типа.....	62

3.1 Разработка технологической схемы и создание экспериментальной установки.....	62
3.2. Методика выполнения исследования, получение опытных данных и их обработка.....	66
3.3. Анализ эффективности применения способа редуцирования с использованием детандера объёмного типа на основе экспериментальных зависимостей.....	73
3.4. Выводы.....	80
Глава 4. Методика определения параметров процесса редуцирования в детандерном регуляторе объёмного типа.....	81
4.1. Численный виртуальный эксперимент по разработанной математической модели.....	81
4.2 Методика определения радиуса ротора детандера и частоты его вращения в нестационарных условиях	85
4.3. Технико-экономический анализ эффективности применения способа редуцирования с использованием детандеров объёмного типа в системе газораспределения.....	89
4.4. Выводы.....	92
Заключение	93
Список сокращений и условных обозначений.....	95
Список литературы	103
Приложение А. Сравнение автономных источников электроснабжения пунктов редуцирования	114
Приложение Б. Код программы математического моделирования	115
Приложение В. Сопоставление теоретических и экспериментальных исследований	121

Приложение Г. Экспериментальные зависимости мощности и приведенного объёма детандера, полученные экспериментальным путём.....	124
Приложение Д. Матрица планирования численного виртуального эксперимента.....	126

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы

Система газораспределения России расширяется и увеличивается количество пунктов редуцирования газа (ПРГ), которые требуют бесперебойного электроснабжения.

В соответствии с постановлением Правительства РФ от 15 апреля 2014 года №321 об утверждении государственной программы «Энергоэффективность и развитие энергетики», а также Энергетической стратегии России на период до 2030 года, утвержденной распоряжением Правительства Российской Федерации от 13 ноября 2009 г. № 1715-р, целью энергетической политики России является эффективное использование природных энергетических ресурсов и потенциала энергетического сектора.

В процессе редуцирования в дросселирующих регуляторах давления ПРГ поток газа теряет свою энергию, которую можно утилизировать и преобразовать в электроэнергию для обеспечения автономности систем связи, контроля, управления, освещения и сигнализации, повысив, тем самым, эффективность системы газораспределения.

Существующие средства утилизации энергии потока газа на основе детандер-генераторов динамического типа в сетях газораспределения работают неудовлетворительно из-за недостаточных величин расхода и высокой неравномерности отбора газа потребителями.

Поэтому задача совершенствования способа редуцирования природного газа в системе газораспределения для обеспечения автономности электропотребляющих систем ПРГ является актуальной. Её решением может стать использование детандеров объемного типа.

Степень разработанности темы исследований

Первый детандер, построенный французским ученым Ж. Клодом в 1902-1904 гг., был поршневым. Детандеры объемного типа (поршневые, винтовые,

спиральные), как и турбодетандеры, наиболее широко применяются в холодильной технике.

Детандеры более редких видов роторно-поршневых объемных машин разрабатывались в 1980-1990 гг. в институтах НАМИ, ВНИИМотопром и СКБ РПД ВАЗ.

Вопросами создания детандер-генераторов объемного типа для энергосбережения занимались Аксенов Д. Т., Прилуцкий А.И., Герцен А. Н., Зарницкий Г.Э. и Репин Л.А.

Для использования в сетях газораспределения существуют опытные образцы шестеренных детандер-генераторов производства ООО «Газпром ВНИИГАЗ» мощностью 2,5 кВт и ООО «ИНЖПРОГРУПП» мощностью 0,5 ÷ 5,0 кВт, а также разработанный в ИПУ РАН способ утилизации энергии сжатого газа на основе объемно-роторной лопастной машины. Изучением применения героторных и спиральных детандеров в настоящее время занимаются в ООО «РЕАМ-РТИ» и МГТУ им. Баумана.

В США и Европе с 2007 года героторные детандеры объемного типа широко применяются в генерирующих установках. За рубежом наибольшая степень разработанности наблюдается при использовании винтовых детандеров (Langson Energy, США), кроме этого, ведутся разработки поршневых, пластинчатых и, так называемых, «квази-турбин».

Анализ существующих исследований и патентной документации показал, что использование объемных детандеров для редуцирования с попутной утилизацией энергии потока природного газа осложняется проблемами эксплуатации в нестационарных условиях малых величин расходов и перепадов давлений.

Цель диссертационной работы

Совершенствование процесса редуцирования природного газа в сетях газораспределения путём применения объемных расширительных машин, позволяющих утилизировать энергию газового потока.

Основные задачи исследования

1. Выполнить анализ современного состояния теории, практики и патентных материалов в области утилизации энергии природного газа при понижении его давления в пунктах редуцирования (ПРГ).

2. Разработать математическую модель процесса редуцирования природного газа с помощью детандер-генераторного регулятора объёмного типа (ДГР) в нестационарных условиях с последующим определением его геометрических параметров, устойчивости функционирования и эффективности утилизации энергии потока газа.

3. Выполнить экспериментальные исследования процессов редуцирования и утилизации энергии газового потока с использованием ДГР.

4. Разработать методику определения параметров процесса редуцирования в ДГР, обеспечивающих эффективность утилизации энергии природного газа, с учётом прогнозных данных о неравномерностях его потребления.

5. Провести технико-экономический анализ эффективности применения способа редуцирования и утилизации энергии с помощью ДГР в системе газораспределения.

Научная новизна работы

1. Разработана математическая модель процесса редуцирования газа в объёмном детандере в условиях нестационарного режима отбора газа и изменения давления питающего трубопровода.

2. Получены новые зависимости, устанавливающие связь между величинами давления и температуры газа до и после ДГР, его расхода, мощности утилизации, частоты вращения и радиуса ротора детандер-генераторного регулятора объёмного типа.

Защищаемые научные положения

1. Повышение эффективности процесса редуцирования в случае нестационарного движения газа при перепадах давлений от 0,025 МПа до 0,295 МПа и расходах 10 ... 500 нм³/ч достигается путем понижения давления с

попутной утилизацией энергии природного газа в объемном детандер-генераторном регуляторе (ДГР) для получения электроэнергии.

2. Определение параметров процесса редуцирования с использованием ДГР для обеспечения эффективности утилизации энергии природного газа в диапазонах входных давлений от 0,03 МПа до 0,3 МПа и мощностей, требуемых электрооборудованию пунктов редуцирования (ПРГ), в пределах от 0,02 кВт до 4,0 кВт необходимо производить с использованием разработанной математической модели и полученных зависимостей механических характеристик ДГР от газодинамических параметров потока газа до и после ПРГ.

Методология и методы исследования

При решении поставленных задач использовался комплексный способ исследований, включающий теоретические и экспериментальные методы исследований: анализ современного состояния теории, практики и патентных материалов; разработку математической модели и её решение с помощью Wolfram Mathematica; проведение экспериментов на основе созданной натурной модели линии редуцирования, оснащенной регулируемым детандером объемного типа.

Достоверность полученных результатов

Достоверность научных положений, выводов и рекомендаций подтверждена: результатами лабораторных исследований; сопоставлением теоретических и экспериментальных исследований с доверительной вероятностью не менее 0,95.

Практическая значимость работы

1. Обосновано применение способа редуцирования природного газа с помощью детандер-генераторных регуляторов объемного типа (ДГР) в системе газораспределения, а также разработаны устройства для его реализации (патент РФ 2620624, заявка на получение патента РФ №2017141301 от 27.11.2017).

2. Разработана методика определения параметров процесса редуцирования в ДГР, обеспечивающих эффективность утилизации энергии природного газа, с учётом прогнозных данных о неравномерностях его потребления.

Апробация результатов работы

Основные положения диссертационной работы докладывались на Международном форуме-конкурсе молодых ученых «Проблемы недропользования» (г. Санкт-Петербург, 23-25 апреля 2014 г.), 55-ой Научной международной конференции (г. Краков, 11 декабря 2014 г.), IX Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы науки и техники» (г. Уфа, 16-18 ноября 2016 г.), 71-ой Международной молодежной научной конференции «Нефть и газ 2017» (г. Москва, 18-20 апреля 2017 г.), Международной научно-практической конференции «Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: IPDME-2018» (г. Санкт-Петербург, 12-13 апреля 2018 г.).

Публикации

По теме диссертации опубликовано 12 научных работ, 3 из которых в изданиях, включенных в перечень научных изданий ВАК. Получен 1 патент на изобретение.

Личный вклад соискателя

Обосновано применение способа редуцирования природного газа в системе газораспределения при помощи ДГР и предложены устройства для его реализации; разработана математическая модель процесса редуцирования газа в ДГР при нестационарных условиях его питания; создана натурная модель линии редуцирования, оснащенной ДГР; проведены экспериментальные исследования; разработана методика определения радиуса и частоты вращения ротора ДГР.

Автор выражает глубокую благодарность и признательность наставнику, к.т.н., доценту кафедры «Транспорта и хранения нефти и газа» Олегу Васильевичу Кабанову, научному руководителю, д.т.н, заведующему кафедрой ТХНГ Гафуру Халафовичу Самигуллину и всем членам кафедры за помощь в работе над диссертацией. Отдельная благодарность д.т.н, профессору кафедры Александру Константиновичу Николаеву за советы и дружескую критику.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ СОВРЕМЕННОГО СОСТОЯНИЯ ТЕОРИИ, ПРАКТИКИ И ПАТЕНТНЫХ МАТЕРИАЛОВ В ОБЛАСТИ УТИЛИЗАЦИИ ЭНЕРГИИ ПРИРОДНОГО ГАЗА ПРИ ПОНИЖЕНИИ ЕГО ДАВЛЕНИЯ В ПУНКТАХ РЕДУЦИРОВАНИЯ

1.1. Анализ потенциала вторичного энергетического ресурса в пунктах редуцирования и влияющих на него факторов

Сеть газораспределения – технологический комплекс, состоящий из наружных газопроводов поселений, включая межпоселковые, от выходного отключающего устройства газораспределительной станции (ГРС) или иного источника газа до вводного газопровода к объекту газопотребления [1].

Сеть газопотребления – производственный и технологический комплекс, включающий вводной газопровод, внутренние газопроводы, газовое оборудование, систему автоматики безопасности и регулирования процесса сжигания газа, газоиспользующее оборудование [1].

Газораспределительная сеть России включает в себя свыше 300 тыс. пунктов редуцирования газа (ПРГ) и свыше 90 тыс. установок электрохимической защиты (ЭХЗ) [2].

Установки электрохимической защиты – устройства, предназначенные для автоматического поддержания заданного защитного потенциала на газопроводе с целью предупреждения процессов электрохимической коррозии, например, станции катодной защиты (СКЗ), протекторной и электродренажной [3].

Пункт редуцирования газа (ПРГ) – техническое устройство сетей газораспределения и газопотребления, предназначенное для снижения давления газа и поддержания его в заданных пределах независимо от расхода газа. Различают следующие виды ПРГ: газорегуляторные пункты (ГРП) (Рисунок 1), газорегуляторные пункты блочные (ГРПБ), газорегуляторные пункты шкафные (ГРПШ) и газорегуляторные установки (ГРУ) [1].

Основными факторами, определяющими работу ПРГ являются: давление и температура газа питающего газопровода; температура окружающей среды;

величина расхода газа, отбираемого потребителями; требуемые давление и температура газа на выходе ПРГ.

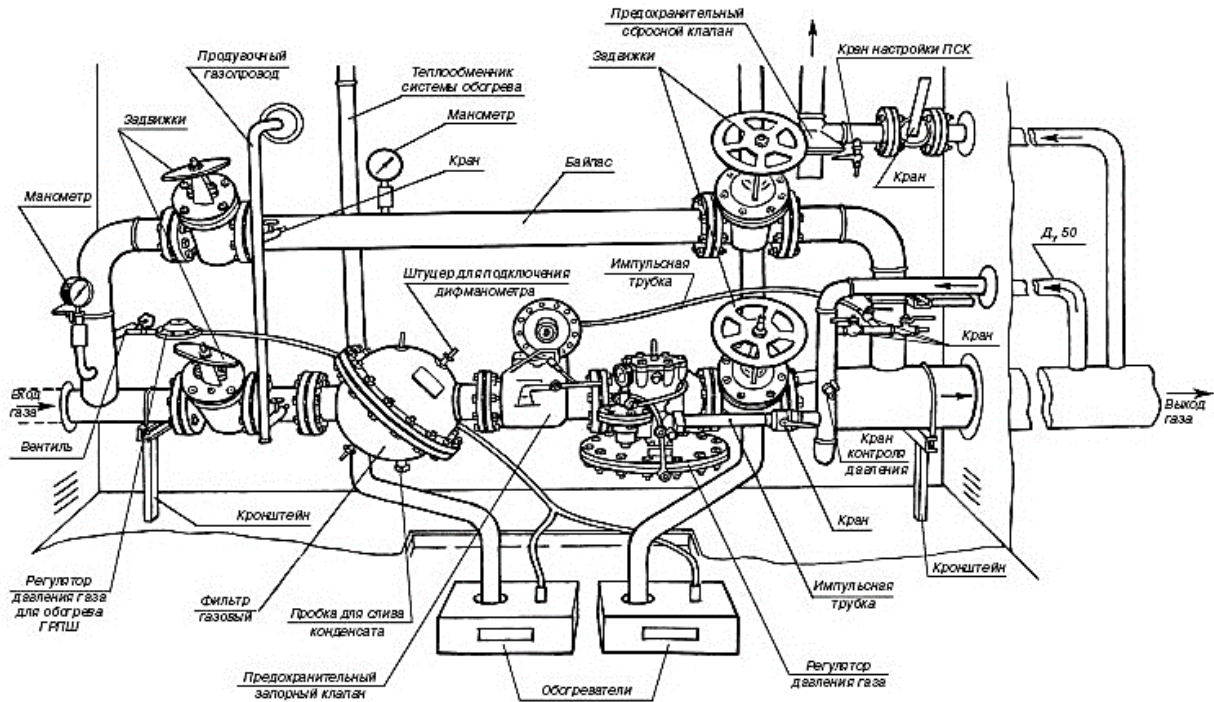


Рисунок 1 – Газорегуляторный пункт

Температура газа на входе в ПРГ может значительно изменяться вслед за температурой окружающей среды (Рисунок 2).

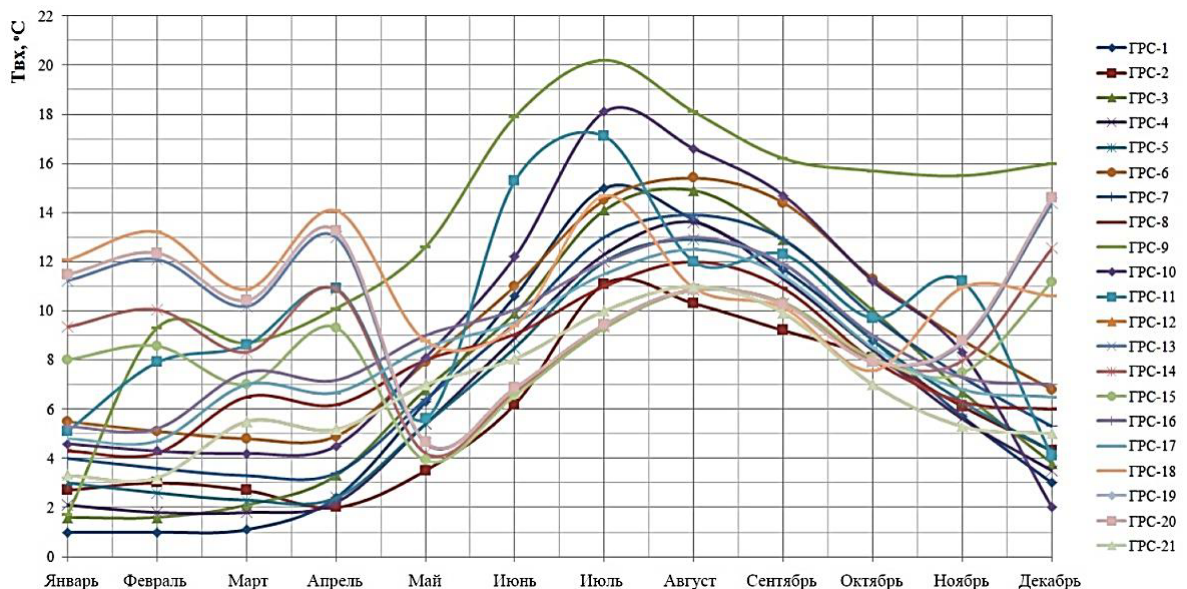


Рисунок 2 – Изменение температуры газа на входе в ПРГ по месяцам года на примере одного из подразделений ПАО «Газпром» [4]

Согласно требованиям, ГОСТ 5542-2014 [5], температура газа после ПРГ должна быть выше точки росы. Точка росы транспортируемого газа зависит от давления, влажности, температуры и находится в пределах $-7^{\circ}\text{C} \dots -12^{\circ}\text{C}$ [6].

Величина расхода газа, отбираемого потребителями варьируется в зависимости от времени года (Рисунок 3), дня недели (Рисунок 4) и часа в сутках (Рисунок 5) [7].

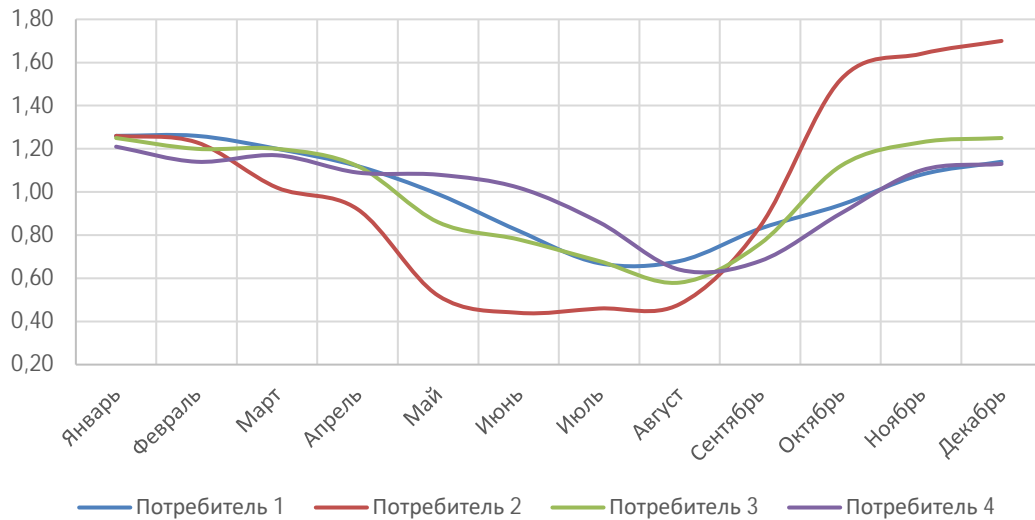


Рисунок 3 – Распределение коэффициента месячной неравномерности [8, 9]

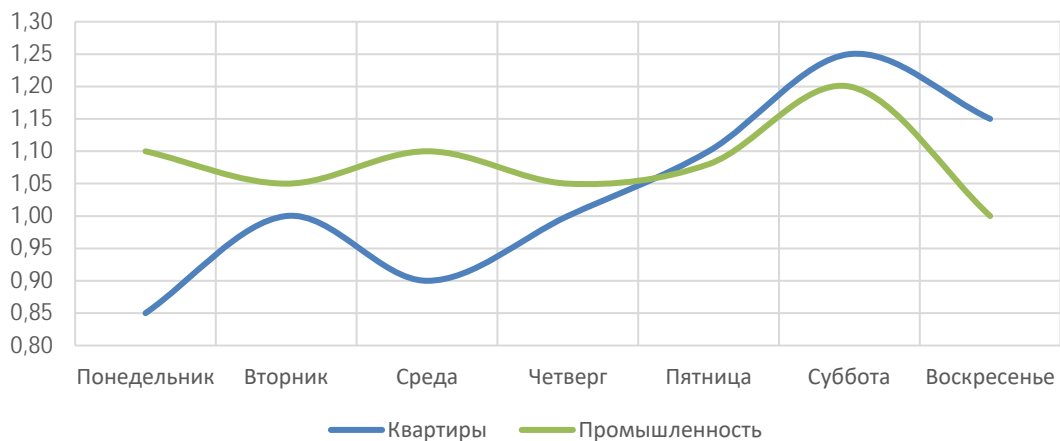


Рисунок 4 – Распределение коэффициента суточной неравномерности [9]

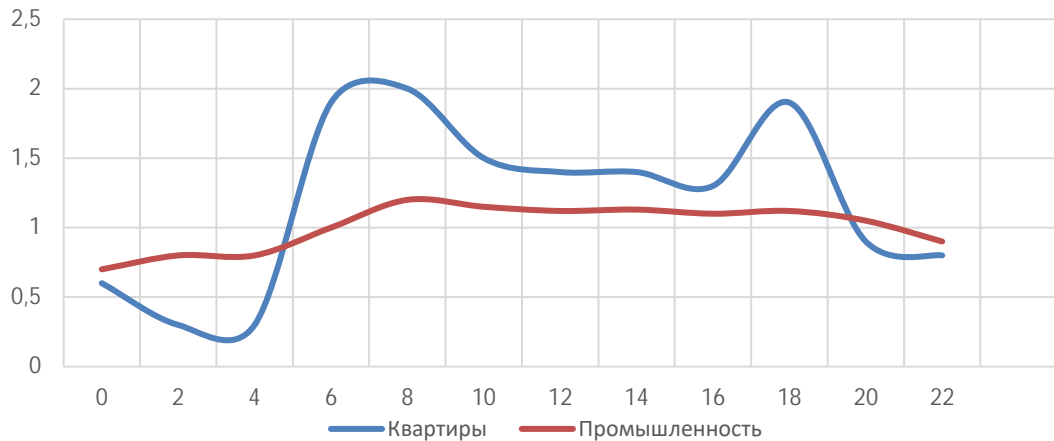


Рисунок 5 – Распределение коэффициента часовой неравномерности [9]

Средняя по газораспределительной системе разница между максимальным и минимальным газопотреблением по месяцам может составлять 2,3 ... 2,6 раза, по дням недели – 1,1 ... 1,2, по часам в течение суток – 1,6 ... 2,2 [9].

Прогнозирование газопотребления возможно при наличии систематически обновляемых баз данных. Например, для описания характера изменения коэффициента месячной неравномерности на основе статистических данных можно воспользоваться зависимостью [8]

$$K_M = K_M^0 + \frac{(K_M^{max}-1)+(K_M^{min}-1)}{2} \cos\left(\frac{2\pi(\tau-\Delta\tau)}{T}\right),$$

где K_M^0 – среднегодовой коэффициент неравномерности; K_M^{max} , K_M^{min} – соответственно максимальный и минимальный коэффициент неравномерности месячного газопотребления за год; T – продолжительность периода; τ – текущее время; $\Delta\tau$ – период времени, соответствующий сдвигу максимального зимнего и минимального летнего потребления газа относительно среднемесячных температур самого холодного месяца и самого жаркого. Для системы газораспределения такой сдвиг не свойственен, то есть $\Delta\tau = 0$.

Расчетный часовой расход газа через ПРГ равен [7]

$$Q_p = K_M K_C K_{\text{ч}} Q_{\text{ч}},$$

где K_M , K_C , $K_{\text{ч}}$ – соответственно коэффициенты неравномерности газопотребления по месяцам, суткам и часам; $Q_{\text{ч}}$ – проектный часовой расход, м³/ч.

Настройка РД для поддержания определенного давления за ПРГ производится исходя из нормативной величины располагаемого перепада давлений для газопроводов низкого давления – $\Delta p_{нд} = 1800$ Па [10]. На практике давление после регулятора поддерживается на уровне 2,0 ... 2,5 кПа, при этом максимально допустимое давление равно 3,0 кПа [11].

Давление настройки регуляторов в газораспределительной сети для различных месяцев определяется [12] по следующей формуле

$$p_{\text{прг}} = p_{\text{приб}}^{\text{мин}} + \Delta p_{\text{нд}}^{\text{м}},$$

где $p_{\text{приб}}^{\text{мин}}$ – минимальное рабочее давление газоиспользующего оборудования (Таблица 1); $\Delta p_{\text{нд}}^{\text{м}} = \Delta p_{\text{нд}} \left(\frac{K_{\text{м}}}{K_{\text{м}}^{\text{max}}} \right)^{1,75}$ – располагаемый перепад давлений в рассматриваемый месяц.

Бытовое газоиспользующее оборудование выпускается предприятиями для двух номинальных давлений газа: $p_{\text{приб}}^{\text{ном}}$ 1300 Па и 2000 Па [13, 14].

Таблица 1 – Рабочее давление газоиспользующего оборудования [15]

Оборудование	$p_{\text{приб}}^{\text{макс}}$	$p_{\text{приб}}^{\text{ном}}$	$p_{\text{приб}}^{\text{мин}}$	Нормативный документ
Газовая плита	1800 2500	1300 2000	650 1700	ГОСТ Р 50696–2006
Проточный водонагреватель	1800 2780	1300 2000	650 1500	ГОСТ Р 51847–2001
Отопительный котел	1764 2744	1274 1960	635 980	ГОСТ 20219–74
Горелка для отопительной печи УГОП	1800 2800	1300 2000	600 600	ГОСТ 16569–86

В соответствии с требованиями СТО Газпром 2-6.2-1028-2015 [16] для ГРС и ГРП с отбором газа менее 50 м³/ч, а также установок ЭХЗ рекомендуется использовать один независимый источник питания: ЛЭП (0,4 ... 20,0 кВт) или автономный источник питания, который рекомендуется рассматривать в качестве преимущественного варианта. Источники электроэнергии должны обеспечивать надежность электроснабжения в зависимости от категории объекта, на котором они будут установлены [1]. Чаще всего, категория надежности третья, что допускает возможность перерыва внешнего электроснабжения на срок до 24 часов [17].

Основными потребителями электроэнергии ПРГ могут являться: системы телеметрии и телемеханики, охранно-пожарная сигнализация, узлы связи и учёта, освещение, аварийная вентиляция.

В целом ШРП может потреблять от 15 до 500 Вт [17]. В активном режиме системы работают кратковременно, поэтому можно считать, что потребляемая мощность составляет около 15 Вт.

Мощность электропотребляющих устройств ГРП находится в пределах от 0,5 до 1,0 кВт. Наибольшее количество электроэнергии используется для освещения при проведении технического обслуживания персоналом раз в 2-3 недели в течение нескольких часов [17]. В остальное время ГРП потребляет мощность не более 500 Вт.

Использование систем телемеханики потребует дополнительно от 15 Вт до 100 Вт электроэнергии.

Мощность, потребляемая установками СКЗ, зависит от длины защищаемого участка, сопротивления грунта и других факторов. В настоящее время на газораспределительных сетях наиболее распространены установки мощностью 0,1 ... 3 кВт.

Учитывая, что объекты сети газораспределения не всегда находятся вблизи линий электропередач, подключение к сетям электроснабжающих организаций может быть дорогостоящим и чрезмерно длительным [17].

Получение электроэнергии на объектах газораспределительной сети позволит повысить эффективность системы даже если КПД преобразования энергии газа в электрическую будет ниже КПД электростанций генерирующих компаний [17]. Вопрос будет сводиться лишь к размеру капитальных и эксплуатационных затрат на систему автономного электроснабжения.

Согласно закону «Об энергосбережении и повышении энергетической эффективности» N 261-ФЗ от 23.11.2009 под вторичным энергетическим ресурсом (ВЭР) понимают энергетический ресурс в виде отходов производства и потребления или побочных продуктов, полученных в результате осуществления

технологического процесса или использования оборудования, функциональное назначение которого не связано с производством соответствующего вида вторичного энергетического ресурса [18, 19]. Потенциал ВЭР газа, который связан с его повышенным по отношению к окружающей среде давлением, называется барэргией.

В работе [20] предложены следующие определения потенциалов ВЭР для процесса редуцирования и их особенности:

1. Энергетический потенциал энергоносителя, который определяется технической работой адиабатного расширения 1 кг газа:

$$e_{\text{э}} = z_{\text{ср}} \frac{k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right], \text{ где } z_{\text{ср}} - \text{средний коэффициент сжимаемости газа;}$$

k – показатель адиабаты; R – индивидуальная газовая постоянная газа; T_1 и p_1 – температура и давление перед ПРГ; p_2 – требуемое давление на выходе ПРГ.

2. Удельный валовый потенциал ВЭР – определяется мощностью утилизационной установки, то есть количеством полезной работы, снимаемой с вала генератора в единицу времени равен

$$N = \eta_{\text{эм}} \eta_{\text{д}} G_{\text{г}} e_{\text{э}}, \quad (1)$$

где $\eta_{\text{эм}}$ и $\eta_{\text{д}}$ – электромеханический КПД и внутренний КПД детандера; $G_{\text{г}}$ – массовый расход газа.

3. Валовый ВЭР определяется выработкой электроэнергии за определенный промежуток времени.

4. Планируемый технический ресурс в общем случае эквивалентен валовому. Зависит от рабочих параметров эксплуатации ГРС и возможности реализации проектных параметров работы ДГА.

5. Фактический технический ВЭР для традиционных РД равен нулю.

6. Экономический ресурс определяется, главным образом, наличием потребителей вырабатываемой электроэнергии.

На сегодняшний день в пунктах редуцирования понижение давления газа происходит путём диссипации энергии потока природного газа, расходуемой на преодоление местного сопротивления, которым выступает дроссельный орган регулятора давления [7, 21].

Помимо потери барэргии, наиболее широко распространенные РД обладают рядом следующих недостатков: недостаточная точность и необходимость перенастройки при значительном изменении расхода или давления газа до РД, отсутствие возможности дистанционной перенастройки, короткий срок службы чувствительного элемента.

1.2. Анализ существующих способов редуцирования и утилизации энергии в пунктах понижения давления природного газа

На данный момент автономное электроснабжение устройств газораспределительной системы происходит за счет следующих устройств: аккумуляторных батарей; электрогенераторов на основе двигателя внутреннего сгорания; солнечных батарей; ветровых генераторов [17]. Менее распространены термоэлектрогенераторы, детандер-генераторные агрегаты (ДГА), термофотоэлектрогенераторы, топливные элементы и другие (Рисунок 6).



Рисунок 6 – Существующие автономные источники электроснабжения в газовой промышленности [22]

Основными требованиями к автономным источникам электроэнергии для газотранспортной системы России являются: высокая надежность; устойчивая работа в большом диапазоне нагрузки; минимальные объемы технического обслуживания; высокая ремонтпригодность; вандалозащищенность; возможность размещения в едином блок-боксе с потребителями; низкая стоимость [17].

Основными критериями выбора автономных источников электроэнергии являются следующие: вид топлива; мощность установки; длительность автономной работы; интервал профилактического осмотра; возможность работы параллельно с сетью и другими источниками; возможность дистанционного управления; наружное антивандальное исполнение; возможность работы в суровых климатических условиях. Вспомогательными критериями являются: габариты; КПД; экологические характеристики [23].

Недостатки устройств автономного электроснабжения ПРГ, не использующих барэргию [17, 24, 100]:

- аккумуляторы имеют ограниченное время действия до подзарядки, малый срок службы и достаточно высокую стоимость;
- газотурбогенераторы и газопоршневые двигатели обладают относительно малой экономичностью и имеют неудовлетворительную работу при низких температурах;
- термоэлектрические электрогенераторы с газовой горелкой располагают малой мощностью (до 200 Вт);
- ветроэлектрогенераторы и электрогенераторы на солнечной энергии зависят от погодных условий;

Сравнение характеристик автономных источников электроэнергии для ПРГ [17, 25] представлено в Приложении А.

Известные способы повышения автономности ПРГ и ЭХЗ, использующие ВЭР избыточного давления транспортируемого газа, рассмотрены ниже.

1.2.1. Использование вихревых труб

Вихревой эффект (эффект Ранка-Хилша) заключается в разделении потока газа на два, один из которых (периферийный) имеет температуру выше температуры на входе в вихревую трубу, а второй (центральный) – ниже [26].

Существует опытный образец ТЭГ-ВТ, который имеет в основе своей конструкции охлаждаемую вихревую трубу (ВТ) калибра 32 мм и систему из 16 серийных термоэлектрических модулей МТ2-127-1,6 (Рисунок 7) [27].

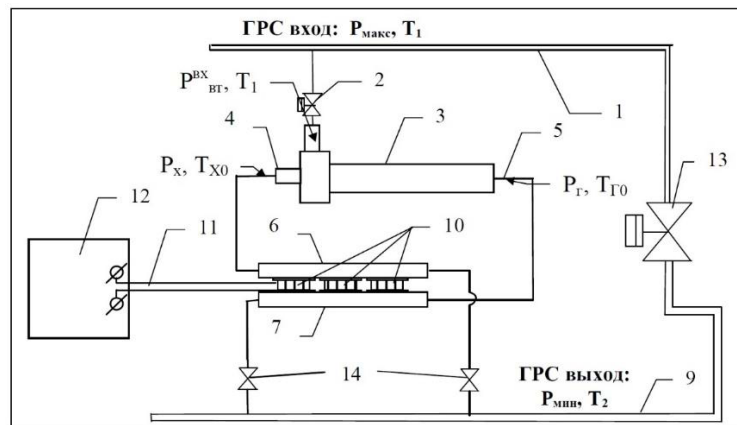


Рисунок 7 – Принципиальная схема и компоновка электрогенератора ТЭГ-ВТ в составе ГРС:

- 1 – магистраль газа высокого давления; 2 – регулирующий клапан;
- 3 – вихревая труба; 4 – коллектор холодного потока ВТ; 5 – коллектор горячего потока ВТ;
- 6 – “холодный” теплообменник; 7 – теплообменник; 9 – магистраль низкого давления;
- 10 – термоэлектрические модули; 11 – соединительный кабель;
- 12 – потребитель электроэнергии; 13 – штатный регулирующий клапан;
- 14 – задвижка

По заказу ООО “Контакт” (г. Дружковка Донецкой области, Украина) были разработаны системы обогрева регуляторов давления типа РЛДКМ-100 и УРД-50 с использованием ВТ. Вихревые трубы были включены в конструкцию так, чтобы обогревать непосредственно исполнительные элементы конструкции регуляторов давления (Рисунок 8). Регуляторы РДКМ-100 и УРД-50 с обогревом успешно эксплуатируются в составе нескольких ГРС Киевского и Донецкого ЛПУМГ. Температура газа на выходе ГРС, как при применении ТЭГ-14/06, так и при применении РДКМ-100 и УРД-50 с обогревом от ВТ оставалась такой же, как и при простом редуцировании [27].

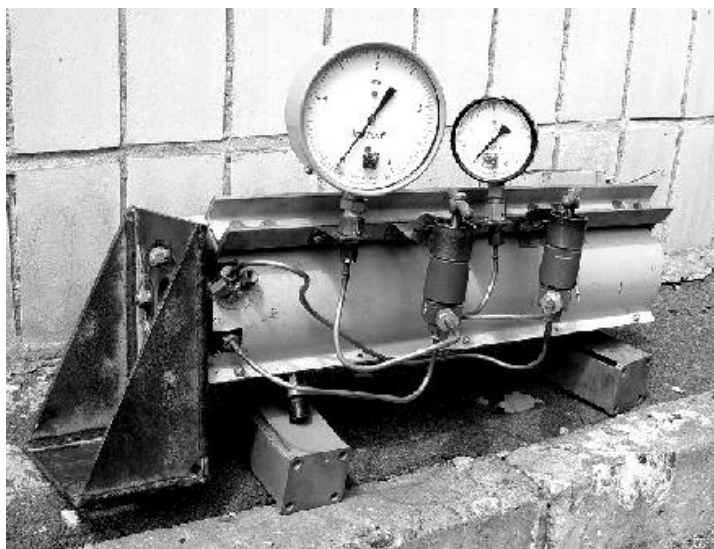


Рисунок 8 – Термоэлектрический генератор ТЭГ-14/06 с вихревой трубой в качестве источника тепла

По заказу ООО «Баштрансгаз» в 2001-2002 гг. в ОАО НИИТ совместно с кафедрой ПГМ УГАТУ были выполнены исследовательские работы и разработан изотермический вихревой регулятор давления природного газа (Рисунок 9), который обеспечивает процесс редуцирования без снижения температуры, а в определенных диапазонах давлений с некоторым увеличением температуры газа на выходе из регулятора [28, 29, 30].

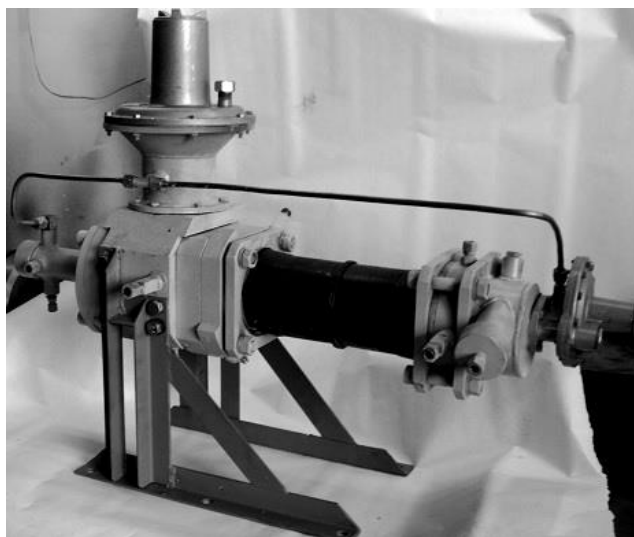


Рисунок 9 – Экспериментальный образец ВРДГ для ГРС

Использование вихревых труб позволяет снизить эксплуатационные затраты на обогрев газа для компенсации охлаждения вследствие дросселирования и затраты на экологические мероприятия.

Однако, на сегодняшний день применение вихревых труб в системе газораспределения недостаточно изучено, а их эксплуатация требует высокого давления газа на входе в ПРГ

1.2.2. Использование детандер-генераторных агрегатов

В настоящее время множество работ посвящено теоретическим и практическим вопросам применения детандер-генераторных агрегатов (ДГА) динамического типа в системе газоснабжения России [31, 32, 33, 34].

На сегодняшний день в мире функционирует более двухсот установок с ДГА [4]. Эту технологию используют в таких странах как Бельгия, Нидерланды, Великобритания, Италия, Германия, Швеция, Чехия, Словакия, Венгрия. Наиболее известные разработчики и производители за рубежом – это АВВ (Швеция, Швейцария), Atlas Copco (Швеция), Ротофлоу (США), RMG (Германия) [35].

В зависимости от схемы, при помощи ДГА может вырабатываться электроэнергия (Рисунок 10), холод и сжиженный природный газ. Большинство созданных ДГА имеют мощность в диапазоне 1 ... 12 МВт и эксплуатируются при высоких объемных расходах и перепадах давлений газа [36].

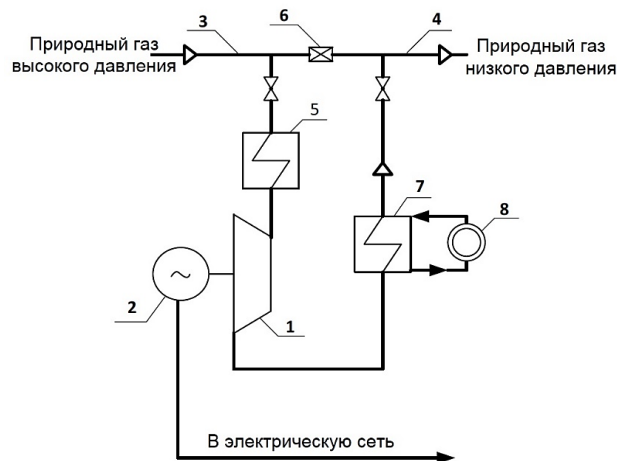


Рисунок 10 – Схема установки ДГА:

1 – детандер; 2 – генератор;

3, 4 – соответственно трубопроводы высокого и низкого давления;

5 – теплообменник; 6 – узел редуцирования газа; 7 – теплообменник; 8 – потребитель холода

Исследования, проведенные в Газпромэнерго, показали, что на ГРС ПАО «Газпром» могут быть установлены турбогенераторы суммарной мощностью около 550 МВт. При этом среднегодовая мощность почти 80% от общего числа

установок находится в пределах от 0,3 до 4,0 МВт, 15% – от 4,0 до 9,0 МВт и 5% – от 10,0 до 17,0 МВт [37].

В СССР турбодетандеры применяли с 1985 года на крупных ГРС и компрессорных станциях [5], а в России с 1994 года на ТЭЦ-21 и ТЭЦ-23, Среднеуральской и Рязанской ГРЭС. Современными разработками и опытными образцами ДГА высокой мощности в СНГ обладают:

- ОАО «Турбогаз», ранее ВНПО «Союзтурбогаз», г. Харьков;
- ЗАО «Криокор-Энергия», г. Москва;
- ООО «Турбоден», г. Москва.

Преимуществами турбодетандерных генераторов высокой мощности являются: низкая удельная стоимость установленной мощности в сравнении с газо- и паротурбинными энергетическими установками; экономия газа до 60% на 1,0 кВт вырабатываемой электроэнергии; высокое КПД проточной части от 70% до 80%; отсутствие вредных выбросов в атмосферу и малые сроки окупаемости от 2,5 до 5,0 лет.

Недостатки следующие: необходимость высоких расходов питания ДГА (от 20000 нм³/ч); сильное охлаждение газа на выходе из детандера (на 45 ... 70°С); высокие эксплуатационные издержки вследствие сложности оборудования; необходимость стабилизации частоты вырабатываемой электроэнергии в условиях колебаний давлений и расходов газа через ДГА [22].

Указанные особенности делают эффективным применение ДГА на промыслах [38], где температура газа, выходящего из скважины, достаточно высокая, а переохлаждение газа в ДГА используется как одна из операций низкотемпературной сепарации, или на тепловых электростанциях, где потребление газа достаточно стабильное и имеются источники дешевого тепла для его подогрева [39].

В настоящее время ведутся разработки турбодетандеров мощностью до 50 кВт, как наиболее целесообразных для питания электропотребляющих

устройств ГРС, однако, примеры их широкого использования практически отсутствуют [17].

Результатом совместной работы НТЦ «Микротурбинные технологии», Санкт-Петербургского государственного политехнического университета и ООО «Газпром трансгаз Санкт-Петербург» стал микротурбинный электрогенератор (Рисунок 11, Рисунок 12) на основе новой малорасходной и высокоскоростной турбины ЛПУ (Рисунок 13) мощностью 20 кВт при расходе газа через турбину $1500 \text{ нм}^3/\text{ч}$ [35, 40, 41].

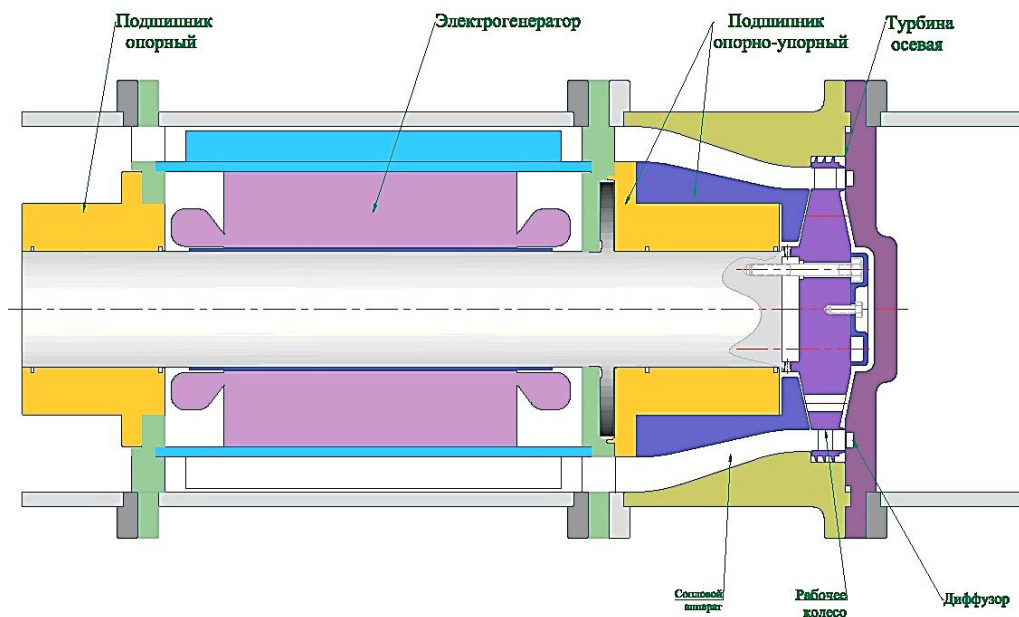


Рисунок 11 – Конструктивная схема автономного источника электрической энергии МДГ-20

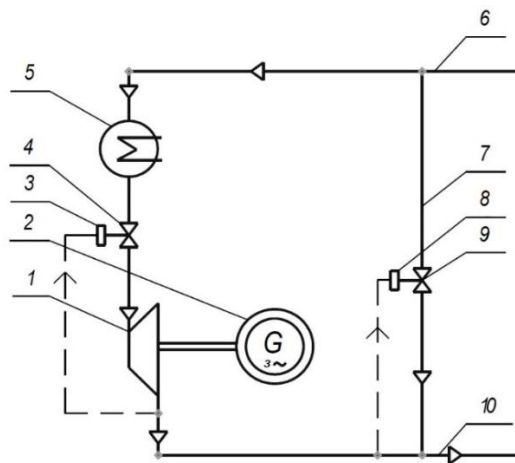


Рисунок 12 – Схема микротурбогенераторной установки МДГ-20 [42]:
 1 – турбина; 2 – электрогенератор; 3 - регулятор давления; 4 - регулирующий клапан;
 5 - подогреватель газа; 6 - газопровод высокого давления; 7 - байпасный трубопровод;
 8 - регулятор давления; 9 – байпасный клапан; 10 - газопровод низкого давления



Рисунок 13 – Рабочее колесо расширительной турбины ЛПИ

Турбодетандеры мощностью до 8,0 кВт предполагается использовать в качестве резервных источников электрической энергии на ГРС. Так как степень редуцирования незначительна, значительного подогрева газа не требуется [43, 44]. Но в этом случае КПД рабочего колеса становится существенно меньше 30%.

Информация об основных разработках и опытных образцах детандер-генераторов малой мощности сведена в таблицу (**Ошибка! Источник ссылки не найден.**).

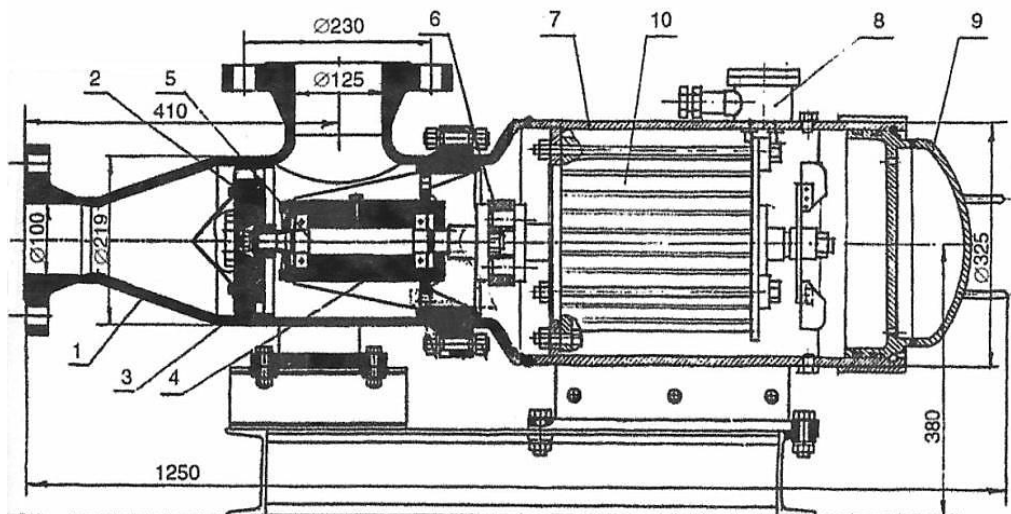


Рисунок 14 – Турбодетандерная генераторная установка ТДГУ-5/230-В:

1 – корпус детандера; 2 – сопловой аппарат; 3 – рабочее колесо; 4 – корпус подшипников;
5 – вал турбины; 6 – муфты; 7 – корпус генератора; 8 – вводная коробка; 9 – крышка корпуса генератора; 10 – электрогенератор

Таблица 2 – Существующие разработки детандеров малой и средней мощности (до 8 кВт) [17, 45]

Наименование агрегата	БУГЭ-ГРС (ТДГУ-5/230) (Рисунок 14)	ДЭА-1 (Рисунок 20)	ТДА (Рисунок 15)	ДГА-8-380-Г (Рисунок 18)	ТДУ-1/ТДУ-2 /ТДУ-5 (Рисунок 17)	ДГА-К-0,3/12- 0,1/0,005- УХЛ4 (Рисунок 16)
Разработчик	«Газпром ВНИИГАЗ», «Энергомера»	«Газпром ВНИИГАЗ»	НПП «Газэлектроприбор»	ПАО «Турбогаз»	«Газпром трансгаз Екатеринбург» НПК «НТЛ»	АО «Турбохолд»
Номинальная электрическая мощность, кВт	5,0	2,5	0,01...30	8	1,0/2,0/5,0	0,3
Тип детандера	турбинный	шестеренчатый	турбинный с редуктором	турбинный	турбинный	турбинный
Номинальная частота вращения, мин ⁻¹	3000	5000	8000 (3000)	3000	15000	20000
Давление газа на входе, МПа	-	7,5...0,6	1,6...7,5	2,5...7,5	8,0	0,1 ... 0,3
Давление газа на выходе, МПа	-	1,2...0,1	0,03...6,3	0,6...1,2	1,0	0,002...0,005
Расход газа, нм ³ /ч	2000	150...230	-	1800	> 600	50...70
Удельный расход газа, нм ³ /(ч·кВт)	400	60...90	-	230	> 600	166...233
КПД, %	40	25	70	15	< 10	-
Удельная масса, кг/кВт	50	30	-	150	25	40

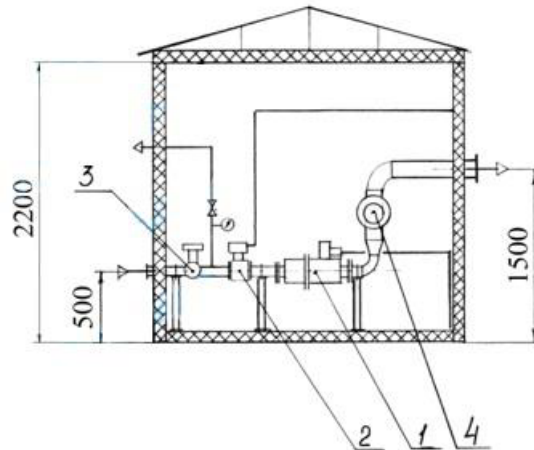


Рисунок 15 – Схема установки ТДА НПП
«Газэлектроприбор» [46]:

1 – турбодетандер; 2 – регулятор давления;
3 – предохранительный запорный клапан; 4 – предохранительный сбросной клапан

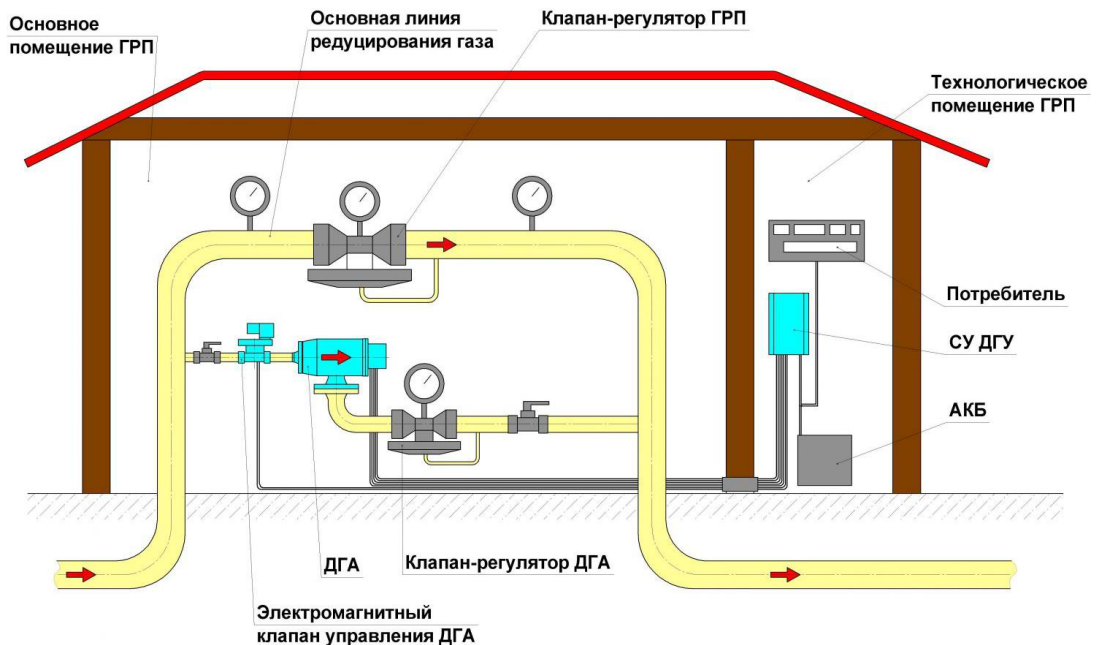


Рисунок 16 – Детандер-генераторный агрегат для ГРП
ДГА-К-0,3/12-0,1/0,005-УХЛ4 [47]



Рисунок 17 – 2 ТДУ НПК «НТЛ» мощностью 2 кВт на ГРС г. Кировграда [48, 49]

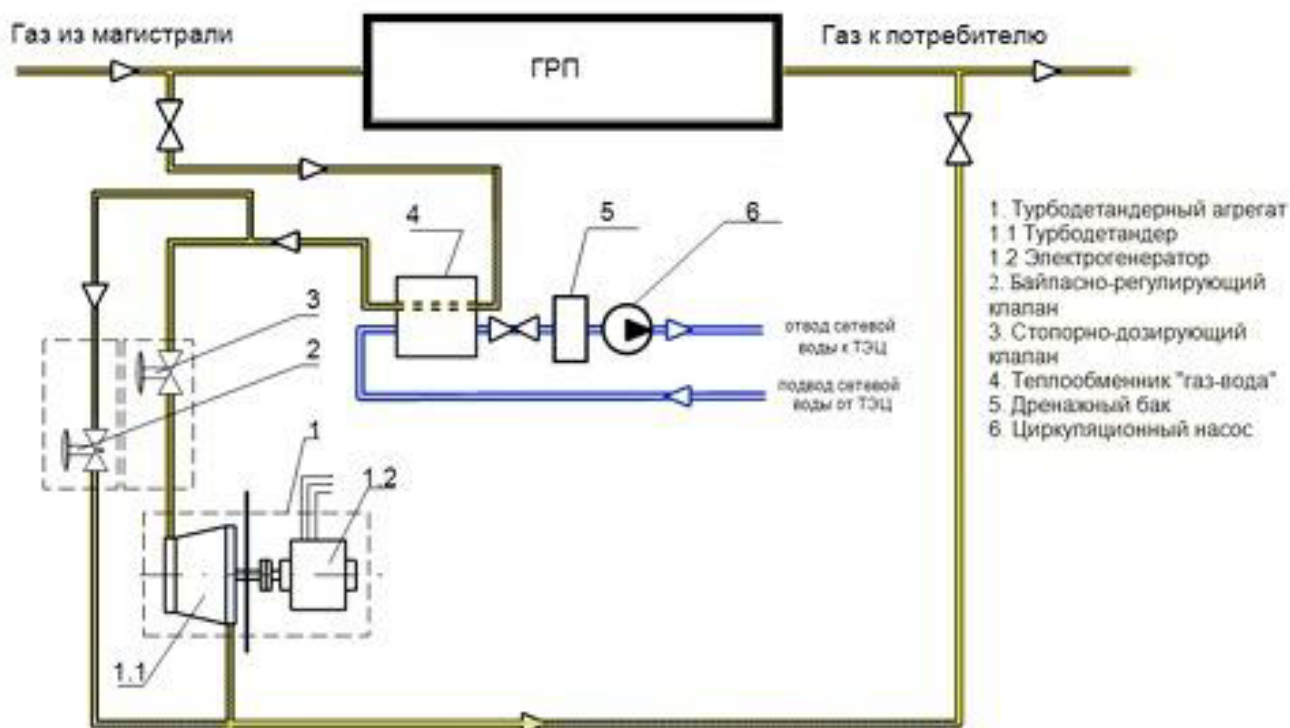


Рисунок 18 – Схема ДГА-8-380-Т ПАО «Турбогаз» с теплообменником, использующим тепло сетевой воды от ТЭЦ [50]

Недостатками турбодетандеров мощностью до 50 кВт являются: относительно высокие стоимость и сложность конструкций; высокие частоты вращения роторов; чувствительность к возможному выпадению конденсата; необходимость стабильного расхода через детандер и высокого давления [51].

В условиях газораспределения при диапазонах мощностей до 1,5 кВт и давлений до 0,3 МПа альтернативой могут быть детандер-генераторные агрегаты на основе расширительных машин объёмного типа, лишённые вышеуказанных недостатков [52].

Первый детандер, построенный французским ученым Ж. Клодом в 1902 – 1904 гг., был поршневым [54]. Дальнейшие разработки в СССР/России [54-61] и мире [96, 97] также производились на основе поршневого детандера. Однако, существует целый ряд других видов объёмных детандеров: лопастные, шестеренные, винтовые, пластинчатые и др. (Рисунок 19).

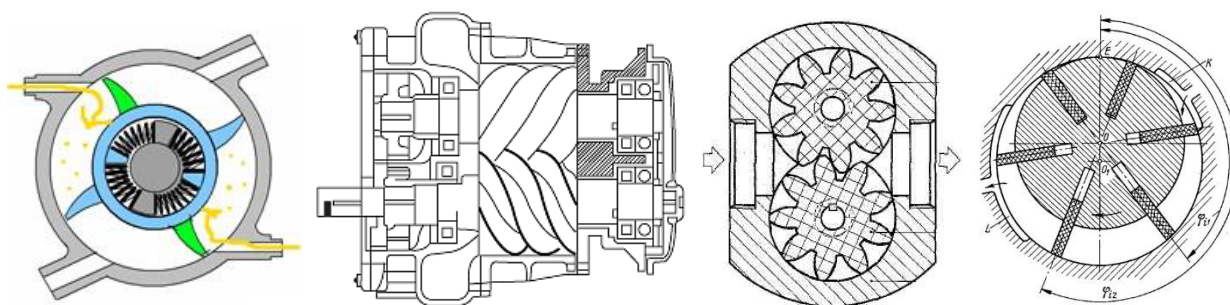


Рисунок 19 – Разрез детандеров объемного типа (слева – направо): лопастного, винтового, шестеренного и пластинчатого

Сравнение характеристик детандеров различных типов представлена в таблице (Таблица 3).

Таблица 3 – Сравнительная характеристика расширительных машин

Характеристики	Тип расширительной машины				
	Шестеренные		Поршневые	Ротационные (Пластинчатые)	Турбинные
	Прямозубые и косозубые	шевронные			
Мощность, кВт	3-40		5-15	0,05-3	0,03-2
Частота вращения, об/мин	2000-3000		400-2000	2000-25000	20000-75000
Расход своб. газа на 1 кВт мощности, м³/мин	1,3	1,1	1,1	1,1	1,2
Коэффициент расширения	-	1,1	1,1	1,3-2,0	-
Относительная масса, кг/кВт	8-12		5-9	1-2	2-5
Отношение пускового момента к номинальному	1,3	1,6	1,8	1,6	1,5

Детандеры объемного типа, как и турбодетандеры, наиболее широко применяются в холодильной технике [62]. Вопросы использования энергохолодильных комплексов для энергоснабжения представлены в работах Аксенова Д.Т., Прилуцкого А.И. и Герцена А. Н. В частности, винтовыми детандерами для использования избыточной энергии давления газа наиболее подробно занимались Зарницкий Г.Э. и Репин Л.А. в 70-х годах. В настоящее время проф. Репин Л.А. продолжает работу.

Существуют разработки детандеров с более редкими видами роторно-поршневых объемных машин, которые разрабатывались в 1980-1990 гг. в институтах НАМИ, ВНИИМотопром, в СКБ РПД ВАЗ [63]. В настоящее время такими детандерами занимаются ООО «РЕАМ-РТИ» (героторный мультифазный детандер) и МГТУ им. Баумана [64].

На сегодняшний день наиболее интересными представляются опытные образцы ДГА производства ООО «Газпром ВНИИГАЗ» мощностью 2,5 кВт (Рисунок 20) и ООО «ИНЖПРОГРУПП» мощностью 0,5 ... 5,0 кВт, работающий при входном давлении от 0,1 МПа и расходе газа через детандер от 60 м³/ч (Рисунок 21) [52].

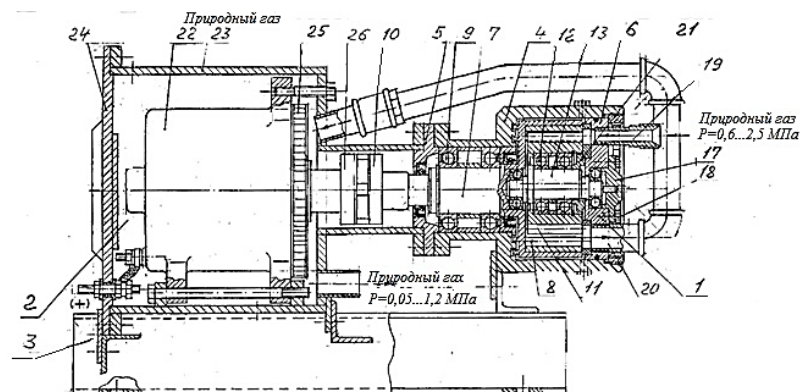


Рисунок 20 – Шестеренный электроагрегат постоянного тока 2,5 кВт:

- 1 – шестеренный детандер; 2 – генераторный блок; 3 – установочная рама;
- 4 – корпус цилиндрический; 5 – крышка левая; 6 – крышка торцевая правая;
- 7 – вал; 8 – венец зубчатый с внутренним зацеплением; 9, 12, 14 – подшипник;
- 10 – полумуфта детандера; 11 – шестерня с наружными зубьями;
- 13 – вал эксцентриковый; 15 – подшипник опорный; 17 – крышка поворотная;
- 18 – болт фиксирует; 19 – патрубок подвода сжатого газа; 20 – патрубок отвода расширенного газа; 21 – кольцо упорное; 22 – автомобильный генератор постоянного тока; 23 – корпус генератора. 24 – крышка корпуса генератора;
- 25 – вентилятор генератора, 26 – полумуфта генератора

В ИПУ РАН разработан способ утилизации энергии сжатого газа на основе объемно-роторной лопастной машины (ОРЛМ) [65]. Этот способ основан на перераспределении объема и давления газа между двумя каскадами, состоящими из пластинчатых детандеров, подключенными последовательно («вариатор Шубладзе»). При этом, с помощью первого каскада обеспечивается постоянство напряжения, а при помощи второго требуемый уровень давления газа на выходе.

Такой подход позволяет повысить КПД, снизить стоимость производства и его эксплуатации, а также повысить гибкость изменения давления.



Рисунок 21 – Опытный образец ДЭА мощностью 1 кВт

За рубежом наибольшая степень разработанности наблюдается в отношении винтовых детандер-генераторов (Langson Energy, США) (Рисунок 22) [99].



Рисунок 22 – ДГА Langson Energy 250 кВт

С 2007 в США и Европе года героторные детандеры объемного типа активно применяются в генерирующих установках Ener-G-Rotors и StarRotor (Рисунок 23). Благодаря неприхотливости объёмных машин спиральные детандеры широко исследуются на предмет их использования в органическом цикле Ренкина (получение энергии за счет тепла и перепада давления двухфазного флюида).

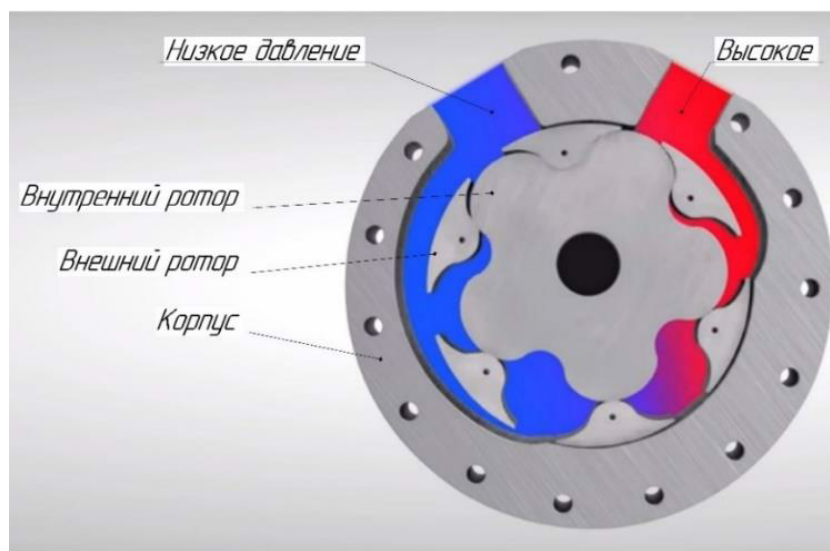


Рисунок 23 – Разрез героторного детандера StarRotor

Кроме этого, ведутся активные разработки поршневых, пластинчатых и новейших типов объемных детандеров – «квази-турбин» (Рисунок 24) [98].

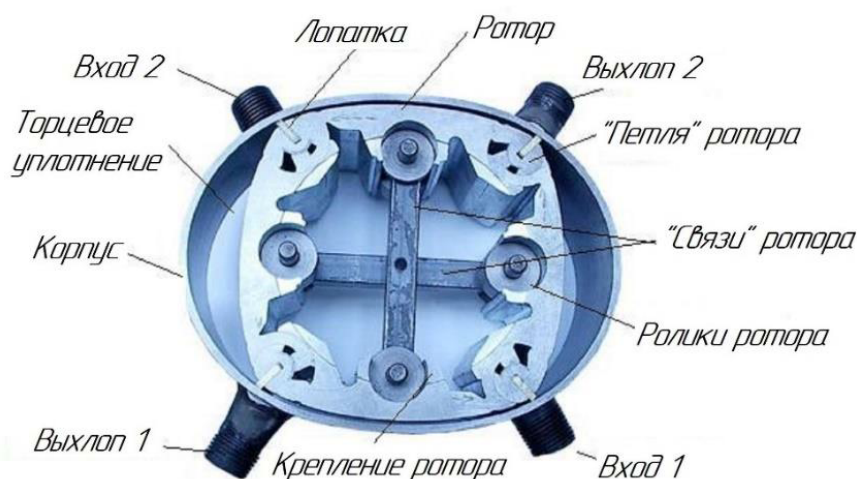


Рисунок 24 – «Квази-турбина» объемного типа

Рассмотренные выше примеры подразумевают приоритетное использование расширительных машин объемного типа в качестве утилизационных установок на ГРС и не предполагают их применение в ГРП системы газораспределения в качестве регуляторов давления с попутной утилизацией барэргии.

1.3. Цель и задачи исследования

Целью исследований является совершенствование процесса редуцирования природного газа в сетях газораспределения путём применения объемных расширительных машин, позволяющих утилизировать энергию газового потока.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

1. Выполнить анализ современного состояния теории, практики и патентных материалов в области утилизации энергии природного газа при понижении его давления в пунктах редуцирования (ПРГ).
2. Разработать математическую модель процесса редуцирования природного газа с помощью детандер-генераторного регулятора объёмного типа (ДГР) в нестационарных условиях с последующим определением его геометрических параметров, устойчивости функционирования и эффективности утилизации энергии потока газа.
3. Выполнить экспериментальные исследования процессов редуцирования и утилизации энергии газового потока с использованием ДГР.
4. Разработать методику определения параметров процесса редуцирования в ДГР, обеспечивающих эффективность утилизации энергии природного газа, с учётом прогнозных данных о неравномерностях его потребления.
5. Провести технико-экономический анализ эффективности применения способа редуцирования и утилизации энергии с помощью ДГР в системе газораспределения.

1.4. Выводы

Проведенный анализ современного состояния теории, практики и патентных материалов, связанных с понижением давления и утилизацией энергии в пунктах редуцирования природного газа показал, что наиболее распространенный на сегодняшний день способ редуцирования дросселированием не предполагает использования ВЭР энергии потока газа, а использование расширительных машин в качестве регуляторов давления с попутной утилизацией энергии газа при перепадах давлений 0,025 ... 0,295 МПа и расходах 10 ... 500 $\text{м}^3/\text{ч}$ недостаточно изучено.

ГЛАВА 2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ СПОСОБА РЕДУЦИРОВАНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА ПРИ ПОМОЩИ ДЕТАНДЕРОВ ОБЪЕМНОГО ТИПА В СИСТЕМЕ ГАЗОРАСПРЕДЕЛЕНИЯ

2.1. Разработка устройств для реализации способа редуцирования с использованием детандеров объемного типа в системе газораспределения

Часто используемой является схема включения ДГА параллельно штатному регулятору давления (Рисунок 10, Рисунок 16, Рисунок 18). Такая схема подразумевает применение ДГА в условиях низкой неравномерности отбора газа потребителями, а также включает в себя все недостатки, присущие традиционным регуляторам давления.

Также применяют схему включения ДГА после традиционного РД, но до отвода импульсной трубки командного давления регулятора (Рисунок 15, Рисунок 12). Такой подход позволяет снизить отрицательное влияние пониженной температуры на РД, однако, подразумевает использование ДГА малой мощности [46]. Этой схеме также присущи все недостатки, связанные с использованием традиционных РД. Кроме того, отсутствует возможность механической стабилизации частоты вращения детандера в случае значительных неравномерностей отбора газа потребителями.

Альтернативой указанным выше может быть схема включения ДГА вместо РД, когда ДГА наравне с функцией утилизационной установки становится детандер-генераторным регулятором (ДГР).

Системы регулирования ДГА пунктов редуцирования должны обеспечивать стабилизацию заданных величин в условиях малых расходов и перепадов давлений независимо от неравномерности отбора газа потребителями [66, 95]. Такие системы должны быть наиболее простыми, а также обладать сравнительно малыми габаритами и стоимостью.

Существуют различные автоматические системы регулирования ДГА [67, 68], в основе которых, так или иначе, лежат принципы разделения и переключения потоков. Однако, такие системы более сложные и имеют

значительные габариты, определяемые использованием турбинных расширительных машин и высокими расходами газа.

Были разработаны схемы линий редуцирования ПРГ, оснащенных ДГР, которые также основаны на принципе разделения потока (Рисунок 25). Однако, разделение происходит непосредственно после предохранительного запорного клапана (ПЗК) 5, что позволяет использовать объемный детандер в качестве основного регулятора давления газа.

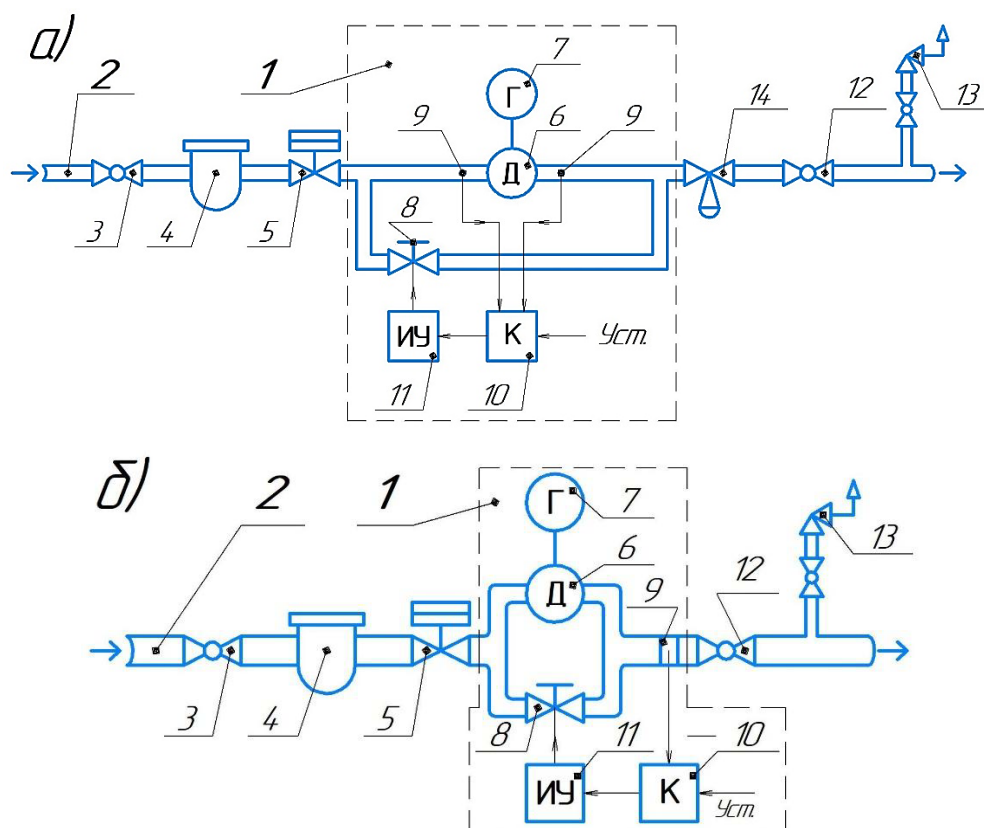


Рисунок 25 – Принципиальная схема линии редуцирования ПРГ с системой ДГР объемного типа в вариантах стабилизации системой регулирования:
а) частоты вращения ротора детандера; б) давления на выходе из ПРГ.

- 1 – детандер-генераторный регулятор давления природного газа;
- 2 – линия редуцирования; 3 – входная запорная арматура;
- 4 – устройство очистки; 5 – ПЗК; 6 – объемный детандер;
- 7 – электрогенератор; 8 – регулирующий клапан; 9 – датчик давления;
- 10 – контроллер; 11 – исполнительное устройство регулирующего клапана;
- 12 – выходная запорная арматура; 13 – ПСК; 14 – РД

Представленные схемы используют системы регулирования с различными стабилизируемыми параметрами:

а) Стабилизация перепада давлений до и после детандера, что обеспечивает постоянство частоты вращения ротора детандера, но требует поддержания

давления на выходе из ПРГ дополнительным РД (патент РФ №2620624, Рисунок 25а) [69]. Таким образом, используется два контура регулирования.

б) Стабилизация давления на выходе пункта редуцирования непосредственно системой регулирования детандера без отдельного контура стабилизации частоты вращения его ротора (заявка на получение патента РФ №2017141301 от 27.11.2017, Рисунок 25б) . В этом варианте из-за отсутствия традиционного РД отсутствуют и характерные ему недостатки, а также повышается степень утилизации энергии потока газа.

Устройства, представленные выше, работают следующим образом. После прохождения ПЗК 5 на линии редуцирования 2 природный газ разделяется на два потока, количественное соотношение которых определяется степенью открытия регулирующего клапана 8. Управление регулирующим клапаном 8 при помощи исполнительного устройства 11 происходит контроллером 10 в зависимости от рассогласования с требуемой величиной (уставкой), в варианте (а), значения величины перепада давлений до и после детандера 6 или, в варианте (б), давления на выходе из детандерного регулятора давления 1, определяемых датчиками 9.

Один поток поступает в объемный детандер 6, где расширяется и совершает полезную работу, которая преобразуется в механическую, а затем, при помощи электрогенератора 7, в электрическую энергию. Другой поток проходит через регулирующий клапан (РК) 8, где дросселируется в зависимости от степени его открытия. После этого ранее разделенные потоки соединяются в один и, в варианте (а), направляются в РД 14, в котором происходит окончательное снижение его давления до требуемой величины, или, в варианте (б), через выходную запорную арматуру 12, направляются в трубопровод потребителей.

При уменьшении отбора газа потребителями давление на выходе из ПРГ увеличивается, уменьшая при этом перепад давлений на объемном детандере 6 и частоту вращения его ротора, что регистрируется контроллером 10 при помощи датчиков 9. Контроллер 10 посылает исполнительному устройству 11 сигнал на уменьшение степени открытия регулирующего клапана 8 до тех пор, пока, в варианте (а), перепад давлений на детандере не сравняется с уставкой, и частота

вращения ротора детандера не придет в норму, либо, в варианте (б), пока давление на выходе детандер-генераторного регулятора давления 1 не сравняется с уставкой.

При увеличении отбора газа потребителями, для поддержания частоты вращения ротора детандера или давления на выходе детандер-генераторного регулятора давления, регулирующий клапан 8 открывается.

Давление на выходе из детандерного регулятора 1 зависит от количества подачи природного газа через регулирующий клапан 8 и через объемную расширительную машину 6. При постоянстве давления питающего трубопровода поддержание давления в трубопроводе потребителя на заданном уровне позволяет одновременно обеспечить стабилизацию частоты вращения ротора детандера 6, так как она зависит от перепада давлений. На основании этого факта вариант (б) представляется более предпочтительным.

В случае отказа гидравлической системы стабилизации регулирование может осуществляться корректированием расхода газа через детандер вследствие увеличения или уменьшения частоты вращения его ротора при изменении момента сопротивления генератора посредством варьирования отбираемой от него мощности [70].

В изучаемых диапазонах давлений и расходов понижение температуры вследствие расширения газа в детандере не критично и не требует подогревателя.

Все пункты редуцирования, так или иначе, имеют в своем составе схожие элементы, выполняющие набор основных функций. Влияние на них различных внешних и внутренних факторов также одинаково. В данной работе рассматриваются факторы и параметры, представленные на схеме (Рисунок 26).

Основными факторами детандерного редуцирования являются:

1) физические свойства природного газа: z_{cp} – средний коэффициент сжимаемости природного газа; R – индивидуальная газовая постоянная природного газа; c_p – удельная массовая теплоемкость газа при постоянном давлении; $\rho_{г}$ – плотность газа; k – показатель адиабаты природного газа;

2) газодинамические параметры потока на входе в ПРГ: p_1, T_1 – соответственно давление и температура газа на входе в ПРГ; $G_{\text{п}}$ – массовый расход газа через ПРГ; K_Q^H, K_p^H – соответственно функции сезонных неравномерностей объемного расхода газа и его давления на входе в пункт редуцирования;

3) параметры труб и фитингов, включая регулирующий клапан: $f_{\text{н}}, f_{\text{в}}, f_{\text{рк}}, f_{\text{п}}$ – соответственно площади внутреннего сечения пусковых, выхлопных каналов детандера, регулирующего клапана и трубопровода потребителей; λ – коэффициенты потерь на трение по длине; ξ – коэффициент местного сопротивления; $L_{\text{п}}$ – длина трубопровода потребителей;

4) параметр окружающей среды: $T_{\text{ок}}$ – температура окружающей среды;

5) геометрические и физические параметры используемого для редуцирования детандера: Ψ – количество рабочих лопаток ротора; r_0 – радиус ротора детандера; φ_0 – угол конца зоны нагнетания; $\rho_{\text{л}}$ – плотность материала лопатки детандера; σ – коэффициент трения лопатки о статор; $J_{\text{д}}, J_{\text{с}}, J_{\text{пр}}$ – соответственно моменты инерции ротора детандера, нагрузки и приведенный момент инерции;

6) параметры системы регулирования: K_p, K_i – соответственно коэффициенты усиления пропорциональной и интегральной составляющих; ω_0, p_0 – соответственно уставки частоты вращения ротора детандера и давление на выходе из ПРГ.

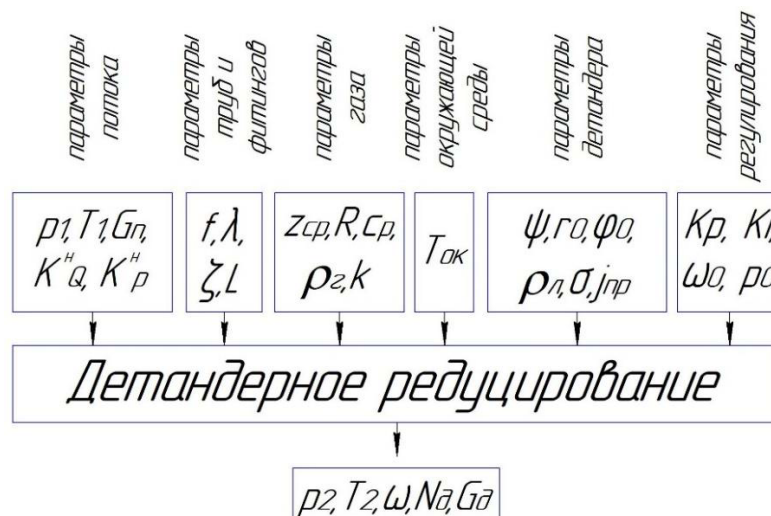


Рисунок 26 – Факторы и параметры детандерного редуцирования

Основными параметрами детандерного редуцирования являются: p_2, T_2 – соответственно давление и температура газа выходе из пункта редуцирования; ω – частота вращения ротора детандера; N_d – мощность детандера; G_d – массовый расход газа через детандер.

2.2. Статический расчет характеристик детандера объемного типа

Расширительные машины объемного типа, при различных конструкционных особенностях, обладают схожими параметрами, поэтому основные газодинамические процессы детандерного редуцирования были рассмотрены на примере одной из самых популярных, пластинчатой расширительной машины (Рисунок 27а) [71].

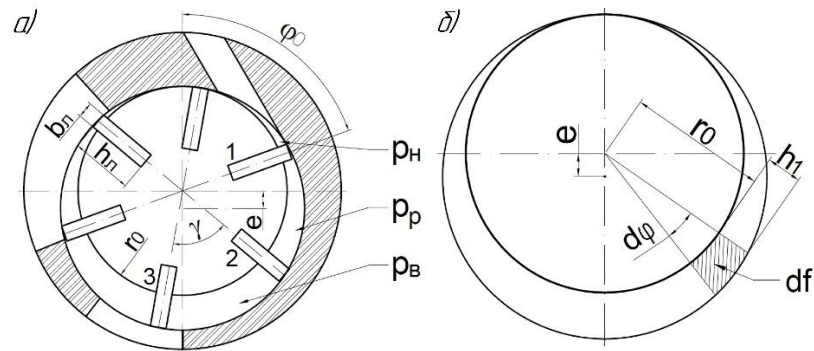


Рисунок 27 – а) Поперечный разрез пластинчатого детандера.
б) Определение элементарной площади рабочей камеры детандера без учета лопаток

Все геометрические параметры пластинчатого детандера, характеризующие рабочий объем, пересчитываются в зависимости от радиуса ротора r_0 [72], например: e – эксцентриситет и l – длина ротора (лопатки) по оси.

Изменение объема рабочей полости детандера выражается через высоту выступающей из ротора части лопатки, которая вычисляется по формуле

$$h_1 = e \sqrt{\left(\frac{r_0}{e} + 1\right)^2 - \sin^2 \varphi} - e \cdot \cos \varphi - r_0, \quad (2)$$

где φ – угол поворота ротора детандера.

Для последующей за ней лопаткой эта формула переписывается с учетом дополнительного поворота на угол между лопатками γ

$$h_2 = e \sqrt{\left(\frac{r_0}{e} + 1\right)^2 - \sin^2(\varphi + \gamma)} - e \cdot \cos(\varphi + \gamma) - r_0. \quad (3)$$

Элементарная площадь рабочего объема может быть найдена по формулам площадей секторов (Рисунок 27 б)

$$df_d = (r_0 + h_1)^2 \frac{d\varphi}{2} - r_0^2 \frac{d\varphi}{2} = h_1 \left(r_0 + \frac{h_1}{2}\right) d\varphi.$$

Таким образом, элементарный рабочий объем будет равен

$$dV_d = h_1 l \left(r_0 + \frac{h_1}{2}\right) d\varphi = h_1 l \left(r_0 + \frac{h_1}{2}\right) \cdot \omega dt.$$

А рабочий объем интегралу

$$V_d = \int dV_d = \int h_1 l \left(r_0 + \frac{h_1}{2}\right) d\varphi.$$

Прирост объема камер, соответственно, нагнетания, расширения и выхлопа:

$$dV_H = h_1 l \left(r_0 + \frac{h_1}{2}\right) d\varphi; \quad (4)$$

$$dV_p = l \left(h_2 \left(r_0 + \frac{h_2}{2}\right) - h_1 \left(r_0 + \frac{h_1}{2}\right)\right) d\varphi; \quad (5)$$

$$dV_B = h_2 l \left(r_0 + \frac{h_2}{2}\right) d\varphi. \quad (6)$$

Пластинчатая объемная расширительная машина имеет количество рабочих полостей равное количеству лопаток. По оказываемому на вращение действию газа в каждой из полостей, в зависимости от угла поворота, их можно отнести либо к двигательному циклу, либо к компрессорному [73]. Согласно исследованиям, работа компрессорного цикла не превышает 4% от полной работы [72], соответственно, моментом компрессорного цикла можно пренебречь.

Двигательный цикл включает в себя одновременное действие газа в трех камерах: нагнетания, расширения и выхлопа.

Приняв давление постоянным, работы газа в камерах, соответственно, наполнения, расширения и выхлопа:

$$A_H = p_H \int_{\varphi_0}^{\varphi_0 + \gamma} dV_H = p_H l \int_{\varphi_0}^{\varphi_0 + \gamma} h_1 \left(r_0 + \frac{h_1}{2}\right) d\varphi; \quad (7)$$

$$A_p = p_p \int_{\varphi_0}^{\varphi_0 + \gamma} dV_p = p_p l \int_{\varphi_0}^{\varphi_0 + \gamma} \left(h_2 \left(r_0 + \frac{h_2}{2}\right) - h_1 \left(r_0 + \frac{h_1}{2}\right)\right) d\varphi; \quad (8)$$

$$A_B = p_B \int_{\varphi_0}^{\varphi_0 + \gamma} dV_B = p_B l \int_{\varphi_0}^{\varphi_0 + \gamma} h_2 \left(r_0 + \frac{h_2}{2}\right) d\varphi, \quad (9)$$

где p_n , p_p , p_v – соответственно давления в полостях нагнетания, расширения и выхлопа детандера.

Давление в камере нагнетания необходимо рассчитывать с учетом потерь давления во впускных каналах детандера [72]

$$p_n = p_1 - \Delta p_{нк}. \quad (10)$$

Потери давления во впускных каналах рассчитываются по формуле

$$\Delta p_{нк} = \frac{\xi_n \rho_1 \alpha_1^2}{2},$$

где ξ_n – коэффициент местного сопротивления впускных каналов детандера; ρ_1 – плотность газа на входе в ПРГ.

Или после преобразования с учетом уравнения Клапейрона-Менделеева

$$\Delta p_{нк} = \frac{\xi_n z_1 R T_1 G_n^2}{2 p_1 f_n^2},$$

где z_1 – коэффициент сжимаемости газа на входе в ПРГ.

Коэффициент сопротивления ξ_n должен быть найден экспериментальным способом, однако, в данной работе его значение принимается приближенно на основании известных данных.

Давление в камере расширения с погрешностью 3% [72] можно найти согласно закону изотермического расширения

$$p_p = p_n \frac{V_p^n}{V_p^к},$$

где $V_p^n = \int_{\varphi_0}^{\varphi_0+\gamma} dV_d = l \int_{\varphi_0}^{\varphi_0+\gamma} h_1 \left(r_0 + \frac{h_1}{2} \right) d\varphi$ – объем камеры расширения в начале процесса расширения; $V_p^к = \int_{\varphi_0+\gamma}^{\varphi_0+2\gamma} dV_d = l \int_{\varphi_0+\gamma}^{\varphi_0+2\gamma} h_1 \left(r_0 + \frac{h_1}{2} \right) d\varphi$ – в конце процесса расширения.

В детандере данного вида трение лопаток о внутреннюю поверхность статора является неотъемлемой частью рабочего цикла.

Работа газа против сил трения равна

$$A_{тр} = \sigma F_{цб} (r_0 + h_1) \cos \phi,$$

где $F_{цб}$ – центробежная сила; ψ – угол между лопаткой и нормалью к внутренней поверхности статора (так как этот угол не превышает 10° , можно принять

$\cos \phi = 1$); $F_{цб} = m_{л} \left(r_0 + h_1 - \frac{h_{л}}{2} \right) \omega^2$, где $m_{л}$ – масса одной лопатки; $h_{л}$ – высота лопатки; $r_0 + h_1 - \frac{h_{л}}{2} = r_{цт}$ – радиус центра тяжести прямоугольной лопатки.

Если проанализировать формулу момента сил трения, то можно сделать вывод о значительно большем влиянии квадрата угловой скорости на значение момента, чем у квадрата высоты выступа. Соответственно, возможно заменить все Ψ высот выступов лопаток из ротора на одно усредненное значение

$h_{ср} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} h_1(\varphi) d\varphi$, тогда

$$A_{тр} = \sigma m_{л} \left(r_0 + h_{ср} - \frac{h}{2} \right) (r_0 + h_{ср}) \omega^2. \quad (11)$$

Суммируя работы, совершаемые газом за двигательный цикл можно записать формулу полезной технической работы детандера

$$A_{д} = A_{н} + A_{р} - A_{в} - A_{тр}.$$

Тогда мощность детандера будет равна

$$N_{д} = \eta_{д} \omega \Psi A_{д} K_{л}, \quad (12)$$

где $\eta_{д}$ – внутренний КПД детандера; $K_{л} = 1 - \frac{b_{л}\Psi}{2\pi r_0}$ – коэффициент учета толщины лопатки.

Полный расход газа через детандер складывается из теоретического расхода $Q_{т}$ и утечек $Q_{у}$ за тот же период

$$Q_{д} = Q_{т} + Q_{у}.$$

Теоретический расход может быть найден как объем в момент, соответствующий концу периода наполнения, умноженному на число лопаток и частоту вращения ротора

$$Q_{т} = \Psi \omega \int_0^{\varphi_0 + \gamma} dV_{н}.$$

При определении утечек следует учитывать следующие теоретические и экспериментальные данные [72]:

1. Величина утечек падает с увеличением частоты вращения ротора детандера, что объясняется следующими факторами:

а) при увеличении частоты давление нагнетания падает, что сокращает количество утечек;

б) газ, находящийся между торцами ротора и торцевыми крышками, захватывается пазами ротора и приводится во вращение; возникающие при этом центробежные силы препятствуют утечке из рабочих камер;

с) при увеличении частоты лопатки прижимаются к статору с большей силой, и уплотнение становится более совершенным.

2. Величина утечек пропорциональна теоретическому расходу при режиме работы детандера, соответствующему максимальной мощности.

Для определения утечек может быть использована эмпирическая формула [72]

$$Q_y = Q_T \left(1 - \frac{2(1-K_y)}{1 + \frac{\omega_H}{\omega}} \right),$$

где $K_y = \frac{Q_y}{Q_T}$ – коэффициент утечек при режиме максимальной мощности на номинальной частоте ω_H . В диапазоне $K_y = 0,3 \dots 0,6$ и $\frac{\omega_H}{\omega} = 1 \dots 2$ данная зависимость носит прямолинейный характер.

Тогда полный расход будет равен

$$Q_d = 2Q_T \left(1 - \frac{1-K_y}{1 + \frac{n_H}{n}} \right). \quad (13)$$

Приведенный к нормальным условиям объемный расход через детандер с учетом утечек

$$Q_d = 2\Psi \omega \int_0^{\varphi_0 + \gamma} dV_H \left(1 - \frac{1-K_y}{1 + \frac{\omega_H}{\omega}} \right) \frac{p_H T_{H,y}}{p_{H,y} T_1}, \quad (14)$$

где $p_{H,y} = 101325 \text{ Па}$ и $T_{H,y} = 273,15 \text{ К}$ – давление и температура при нормальных условиях.

В процессе детандерного расширения природный газ охлаждается, при этом степень его охлаждения выше, чем при дросселировании, благодаря дополнительному совершению газом работы. Наполнение детандера газом из магистрали, а также его выхлоп в трубопровод потребителя рассматривается как изотермические процессы [72]. Процесс этапа расширения газа в замкнутой камере

целесообразно рассматривать как обратимый адиабатический процесс [21], который протекает при постоянной энтропии $dS_p = 0$, то есть изоэнтропный.

Уравнение изменения энтропии, равного нулю

$$dS_p = \frac{1}{T_p} dU_p + \frac{p_p}{T_p} dV_p = 0,$$

где T_p – температура газа в камере расширения; U_p – внутренняя энергия газа в камере расширения.

После преобразований было получено

$$\frac{c_v}{T_p} dT_p + \frac{z_p R}{V_p} dV_p = 0,$$

где c_v – удельная массовая теплоемкость газа при постоянном объеме; z_p – коэффициент сжимаемости газа в камере расширения.

После интегрирования от начальных значений (температуры в камере нагнетания T_H и объема V_p^H) до их конечных значений (температуры в камере выхлопа T_B и V_p^K) уравнение примет вид

$$c_v \ln \left(\frac{T_B}{T_H} \right) + z_p R \ln \left(\frac{V_p^K}{V_p^H} \right) = 0.$$

Температура газа на выходе из детандера будет равна

$$T_B = e^{-\frac{z_p R}{c_v} \ln \left(\frac{V_p^K}{V_p^H} \right) + \ln(T_H)}. \quad (15)$$

По уравнению (15) видно, что, в теории температура газа за детандером зависит от характера изменения рабочего объема детандера, температуры и свойств подходящего газа.

Для расчета величины понижения температуры в детандере можно ориентироваться на аналитические зависимости коэффициента Джоуля-Томсона для метана (Рисунок 28) [74, 75], а также на данные, полученные экспериментальным путем (п. 3.2., Таблица 8).

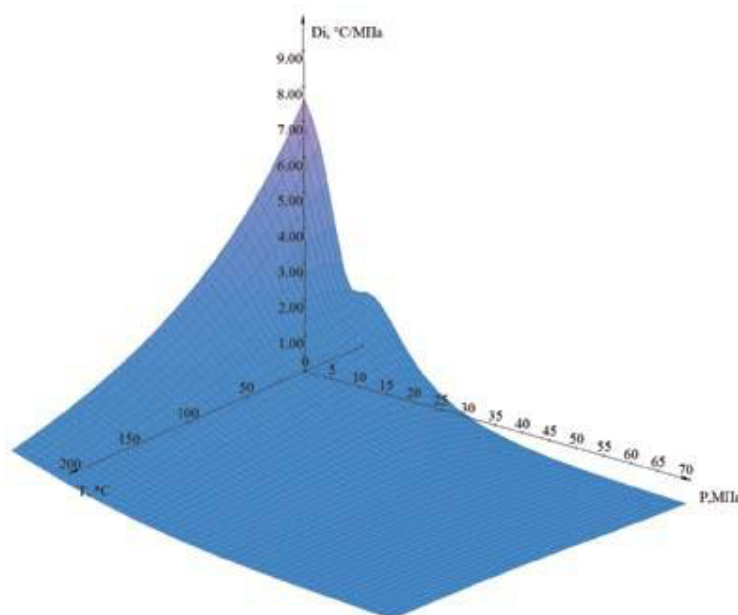


Рисунок 28 – Коэффициент Джоуля-Томсона [74]

2.3. Разработка математической модели и моделирование процесса редуцирования с помощью детандера объемного типа в нестационарных условиях

При эксплуатации имеют место как установившиеся режимы работы, так и различные переходные процессы, связанные с внешними возмущениями. Был задан ряд условий и ограничений, при помощи которых был математически смоделирован последовательный переход газа через камеры детандера в нестационарных условиях.

Процесс вращения ротора необходимо представить в качестве циклических последовательных поворотов ротора на угол γ [76]. Разделение вращения на отдельные повороты обусловлено тем, что в уравнении движения для каждой из трех рассматриваемых камер необходимо записать разные уравнения изменения состояния газа.

Если представить работу детандера, то можно увидеть, что в формировании моментов двигательного цикла за один поворот ротора на угол γ одновременно участвуют только три камеры и три лопатки, наиболее важные из них – это лопатки 1 и 2 (Рисунок 27а). При повороте лопатка 1 перейдет в положение лопатки 2 и, таким образом, начнется новый повтор.

Во время поворота ротора на угол γ от лопатки 1 будут действовать следующие моменты: от нагнетания газа из магистрали и «часть» от сопротивления вращению (МС1) в конце ее поворота (Рисунок 29). Одновременно с этим от лопатки 2 будут действовать: момент расширения газа в замкнутой области между лопатками 1 и 2 и «другая часть» момента сопротивления (МС2).

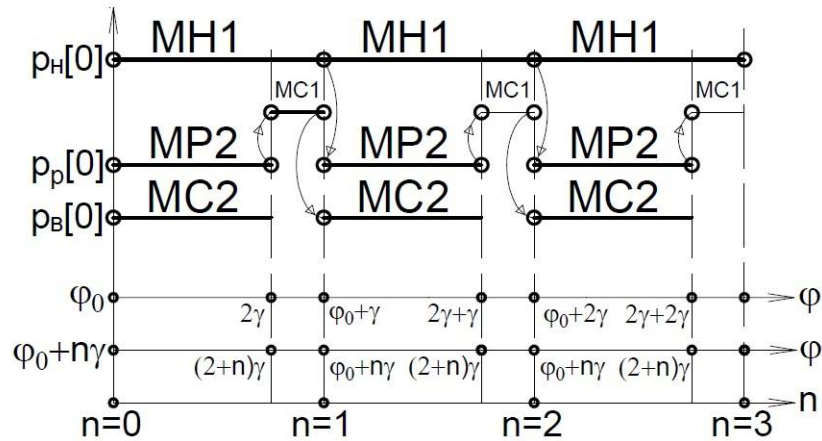


Рисунок 29 – Визуализация действия счетчика поворотов на угол γ

Описанные выше действия моментов будут повторяться каждый поворот на угол γ , что и показано на рисунке при помощи счётчика повторов n . Начальные значения физических величин каждого последующего поворота будут равны конечным значениям этих величин предыдущего, эти переходы начальных значений показаны стрелочками.

Кроме этого, существуют ограничения по давлению в нагнетательной и выхлопной камерах, потому что они связаны соответственно с магистралью и отводом на потребителей.

С учетом этих ограничений логические условия будут иметь вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} n = \begin{cases} n + 1, \text{ если } \varphi = \varphi_0 + (n + 1)\gamma \\ n, \text{ в других случаях} \end{cases} \\ p_H = \begin{cases} p_1, \text{ если } p_H \geq p_1 \\ p_H, \text{ в других случаях} \end{cases} \\ p_p = \begin{cases} 0, \text{ если } (n + 2)\gamma < \varphi < \varphi_0 + n\gamma \\ p_H, \text{ если } \varphi = \varphi_0 + n\gamma \\ p_p, \text{ в других случаях} \end{cases} \\ p_B = \begin{cases} p_p, \text{ если } \varphi = (n + 2)\gamma \\ p_c, \text{ если } p_B \leq p_c \\ p_B, \text{ в других случаях} \end{cases} \end{array} \right. \quad (16)$$

На схеме (Рисунок 30) показано какими лопатками ограничена каждая рабочая камера детандера в каждый момент времени. Наиболее сложный – это случай определения изменения объема полости выхлопа (dV_B). Так как начало и конец процесса выхлопа приходится не точно на начало и конец поворота ротора на γ (Рисунок 29), то на графике величины высот выступа лопаток из ротора, входящие в формулу dV_B , показаны штриховкой.

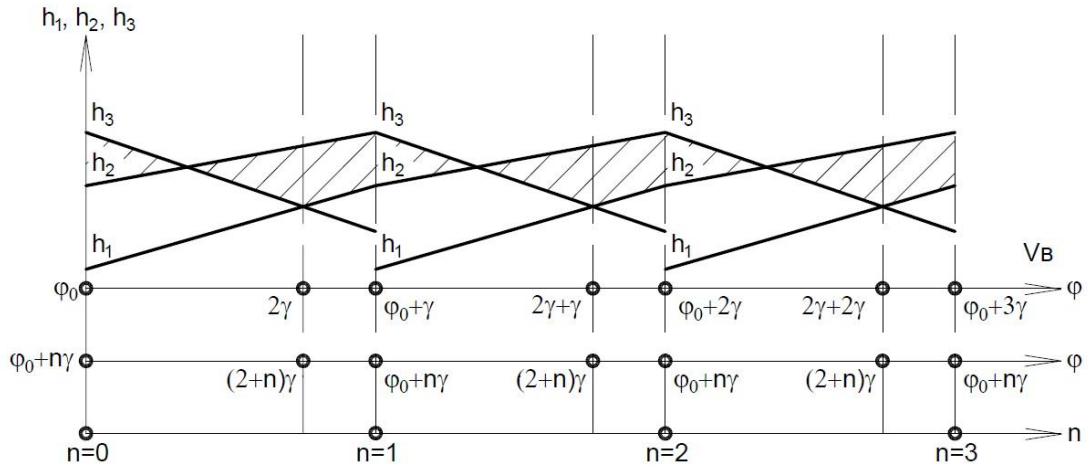


Рисунок 30 – Ограничение рабочими лопатками камер детандера

Из-за смены величин в процессе поворота ротора в формулу dV_B необходимо ввести управляющие коэффициенты, значения которых определяются следующим образом:

$$\begin{cases} K_{h1} = \begin{cases} 0, & \text{если } (n+2)\gamma \leq \varphi < \varphi_0 + n\gamma \\ 1, & \text{в других случаях} \end{cases} \\ K_{h2} = \begin{cases} -1, & \text{если } (n+2)\gamma \leq \varphi < \varphi_0 + n\gamma \\ 1, & \text{в других случаях} \end{cases} \\ K_{h3} = \begin{cases} 0, & \text{если } \varphi_0 + n\gamma \leq \varphi < (n+2)\gamma \\ 1, & \text{в других случаях} \end{cases} \end{cases} \quad (17)$$

Формула изменения объема полости выхлопа с учетом управляющих коэффициентов имеет следующий вид

$$dV_B = \left(K_{h3} \cdot h_3 \left(r_0 + \frac{h_3}{2} \right) - K_{h2} \cdot h_2 \left(r_0 + \frac{h_2}{2} \right) - K_{h1} \cdot h_1 \left(r_0 + \frac{h_1}{2} \right) \right) l \cdot d\varphi, \quad (18)$$

где h_3 – высота выступающей из ротора части третьей рассматриваемой лопатки.

Для учета отклонения поведения реальных газов от идеальных воспользуемся коэффициентом сжимаемости, учитывающим объем молекул и силы межмолекулярного взаимодействия. В соответствии со стандартом [3, 77] в диапазонах давлений до 15 МПа и температурах 250 – 400К коэффициент рассчитывается по формуле

$$z = 1 + A_1 p_{\text{пр}} + A_2 p_{\text{пр}}^2, \quad (19)$$

где:

$$A_1 = -0,39 + \frac{2,03}{T_{\text{пр}}} - \frac{3,16}{T_{\text{пр}}^2} + \frac{1,09}{T_{\text{пр}}^3};$$

$$A_2 = 0,0423 - \frac{0,1812}{T_{\text{пр}}} + \frac{0,2124}{T_{\text{пр}}^2};$$

$$p_{\text{пр}} = \frac{p_{\text{Г}}}{p_{\text{ПК}}}, T_{\text{пр}} = \frac{T_{\text{Г}}}{T_{\text{ПК}}};$$

$$p_{\text{ПК}} = 0,1737 (26,831 - \rho_{\text{СТ}}), T_{\text{ПК}} = 155,24 (0,564 + \rho_{\text{СТ}}),$$

где $p_{\text{Г}}$, $T_{\text{Г}}$ – соответственно давление и температура в рассматриваемой полости; $p_{\text{ПК}}$, $p_{\text{пр}}$ – соответственно давления псевдокритическое и приведенное к псевдокритическим условиям; $T_{\text{ПК}}$, $T_{\text{пр}}$ – соответственно температуры псевдокритическая и приведенная к псевдокритическим условиям; $\rho_{\text{СТ}}$ – плотность газа при стандартных условиях.

Далее рассмотрено составление дифференциальных уравнений процессов изменения состояния газа в трех рассматриваемых рабочих камерах детандера объемного типа.

Газ поступает в камеру нагнетания и, расширяясь, совершает работу [21]. Таким образом, изменение его внутренней энергии вычисляется по формуле

$$dU_{\text{Н}} = dW_{\text{Н}} - dA_{\text{Н}},$$

где $W_{\text{Н}}$ – количество теплоты, подведенное к газу в камере наполнения; $dA_{\text{Н}}$ – элементарная работа газа в камере нагнетания.

Подводимая теплота расписывается через массу поступающего газа и его удельную теплоту $w_{\text{Н}}$

$$dU_{\text{Н}} = w_{\text{Н}} dm_{\text{Н}} - dA_{\text{Н}},$$

где $m_{\text{Н}}$ – масса газа в камере нагнетания.

Удельная теплота 1 кг газа равна

$$w_H = c_p T_H.$$

Элементарная масса газа рассчитывается по формуле

$$dm_H = G_H dt,$$

где G_H – массовый расход газа в камеру нагнетания,

Внутренняя энергия газа

$$dU_H = d(c_v T_H m_H) = \frac{c_v}{R} d\left(\frac{p_H}{z_H} \cdot V_H\right) = \frac{c_v V_H}{R z_H} dp_H - \frac{c_v V_H p_H}{R z_H^2} dz_H + \frac{c_v p_H}{R z_H} dV_H,$$

где z_H – коэффициент сжимаемости газа в камере нагнетания,

Элементарная работа газа в камере нагнетания равна

$$dA_H = p_H dV_H.$$

Индивидуальная газовая постоянная в соответствии с соотношением Майера

$$R = c_p - c_v.$$

Показатель адиабаты равен

$$k = \frac{c_p}{c_v}.$$

После преобразований получается уравнение изменения состояния газа в камере нагнетания с учетом коэффициента сжимаемости

$$\frac{dp_H}{dt} = \frac{kRT_H z_H}{V_H} G_H - \frac{p_H(Rz_H + c_v)}{V_H c_v} \frac{dV_H}{dt} + \frac{p_H}{z_H} \frac{dz_H}{dt}. \quad (20)$$

Очевидно, что в случае идеального газа, когда $z_H = 1$ и $\frac{dz_H}{dt} = 0$, уравнение (20) переписывается в виде

$$\frac{dp_H}{dt} = \frac{k}{V_H} \left(RT_H G_H - p_H \cdot \frac{dV_H}{dt} \right).$$

Изменение внутренней энергии переписывается как

$$dU_H = d(c_v T_H m_H) = c_v T_H dm_H + c_v m_H dT_H.$$

Аналогично, уравнение изменения температуры в камере нагнетания выражается следующим образом

$$\frac{dT_H}{dt} = \frac{(kT_1 - T_H) z_H R T_H}{p_H V_H} \frac{dm_H}{dt} - \frac{z_H R T_H}{c_v V_H} \frac{dV_H}{dt}. \quad (21)$$

Реальный процесс наполнения газом носит политропический характер, однако, вычисление показателя политропы весьма затруднительно. Опытные

данные показывают, что в промышленных системах процесс течения газа весьма близок к изотермическому [78]. Тогда массовый расход газа из магистрали в камеру нагнетания детандера находится как решение системы:

$$G_H = \begin{cases} \frac{f_H p_1}{\sqrt{RT_1}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_H}{p_1}\right)^2}{\xi_H - 2 \ln\left(\frac{p_H}{p_1}\right)}}, & \text{если } \frac{p_H^{\text{пр}}}{p_1} < \frac{p_H}{p_1} \leq 1 \\ \frac{f_H p_H^{\text{пр}}}{\sqrt{RT_1}}, & \text{если } \frac{p_H^{\text{пр}}}{p_1} \geq \frac{p_H}{p_1} \end{cases}, \quad (22)$$

$$2 \ln\left(\frac{p_H^{\text{пр}}}{p_1}\right) + \left(\frac{p_1}{p_H^{\text{пр}}}\right)^2 = 1 + \xi_H$$

где $p_H^{\text{пр}}$ – предельное значение давления газа в камере нагнетания, при котором массовый расход достигает максимального значения.

В следующей камере изолированная масса природного газа расширяется, совершая работу и теряя внутреннюю энергию

$$dU_p = -dA_p.$$

Используя аналогичные приведенным выше преобразования, получается уравнение изменения состояния газа в камере расширения

$$\frac{dp_p}{dt} = \frac{p_p}{z_p} \frac{dz_p}{dt} - \frac{p_p(Rz_p + c_v)}{V_p c_v} \cdot \frac{dV_p}{dt}. \quad (23)$$

Изменение внутренней энергии выражается как

$$dU_p = d(c_v T_p m_p) = c_v m_p dT_p,$$

где m_p – масса газа в камере расширения.

Тогда уравнение изменения температуры в камере расширения имеет вид

$$\frac{dT_p}{dt} = - \frac{z_p R T_p}{c_v V_p} \frac{dV_p}{dt}. \quad (24)$$

Во время выхлопа газ удаляется из камеры выхлопа, попутно совершая работу по противодействию вращению ротора детандера.

Изменение внутренней энергии равно

$$dU_B = -w_B dm_B - dA_B,$$

где w_B – удельное количество теплоты газа, теряемое газом в камере выхлопа; m_B – масса газа в камере выхлопа.

После преобразования уравнение изменения состояния газа в камере выхлопа переписывается следующим образом

$$\frac{dp_B}{dt} = \frac{p_B}{z_B} \frac{dz_B}{dt} - \frac{kRT_B z_B}{V_B} G_B - \frac{p_B(Rz_B + c_v)}{V_B c_v} \frac{dV_B}{dt}, \quad (25)$$

где z_B – коэффициент сжимаемости в камере выхлопа; G_B – массовый расход газа из камеры выхлопа детандера.

Изменение внутренней энергии равно

$$U_B = d(c_v T_B m_B) = c_v T_B dm_B + c_v m_B dT_B.$$

Аналогично, уравнение изменения температуры в камере выхлопа

$$\frac{dT_B}{dt} = - \frac{(k+1)z_B RT_B^2}{p_B V_B} \frac{dm_B}{dt} - \frac{z_B RT_B}{c_v V_B} \frac{dV_B}{dt}. \quad (26)$$

Истечение газа из камеры выхлопа будет происходить в трубопровод, имеющий достаточно высокое сопротивление. Газ, истекая из детандера в отводной трубопровод, расширяется и охлаждается. С другой стороны, за счет внутреннего сопротивления и трения о стенки трубопровода газ нагревается. Благодаря этому, процесс истечения можно принять изотермическим [78], тогда массовый расход газа из детандера находится как решение системы:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_B = \begin{cases} \frac{f_B p_B}{\sqrt{RT_B}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{p_c}{p_B}\right)^2}{\xi_B - 2 \ln\left(\frac{p_c}{p_B}\right)}}, & \text{если } \frac{p_c^{\text{пр}}}{p_B} < \frac{p_c}{p_B} \leq 1 \\ \frac{f_B p_B^{\text{пр}}}{\sqrt{RT_B}}, & \text{если } \frac{p_c^{\text{пр}}}{p_B} \geq \frac{p_c}{p_B} \end{cases} \\ 2 \ln\left(\frac{p_c^{\text{пр}}}{p_B}\right) + \left(\frac{p_B}{p_c^{\text{пр}}}\right)^2 = 1 + \xi_B \end{array} \right. , \quad (22)$$

где $p_c^{\text{пр}}$ – предельное значение давления газа за детандерным регулятором, при котором массовый расход газа из детандера достигает максимального значения; ξ_B – коэффициент местного сопротивления выхлопных каналов детандера.

Для вывода уравнения вращения ротора детандера воспользуемся уравнение Лагранжа 2-ого рода [79]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_K}{\partial \dot{o}} \right) - \frac{\partial E_K}{\partial o} = \Sigma,$$

где $E_K(o, \dot{o}, t)$ – кинетическая энергия системы; o – обобщенная координата; Σ – обобщенная сила.

Обобщенной координатой выступает угол поворота ротора φ . Обобщенная сила, согласно правилу определения обобщенных сил, будет равна

$$\Sigma = M_{\text{д}} - M_{\text{тр}} - M_{\text{г}},$$

где $M_{\text{д}}, M_{\text{тр}}, M_{\text{г}}$ – соответственно моменты детандера, потерь и генератора.

Кинетическая энергия вращения ротора детандера вместе с нагрузкой на его валу рассчитывается по формуле

$$E_{\text{к}} = j_{\text{д}} \frac{\omega^2}{2} + j_{\text{г}} \frac{\omega^2}{2} = j_{\text{пр}} \frac{\omega^2}{2},$$

где $j_{\text{д}}, j_{\text{г}}, j_{\text{пр}}$ – соответственно моменты инерции детандера, генератора и приведенный момент инерции; ω – угловая скорость вращения ротора.

Так как уравнение кинетической энергии не зависит от угла поворота φ , второй член уравнения Лагранжа равен нулю

$$\frac{\partial E_{\text{к}}}{\partial \varphi} = 0.$$

Таким образом уравнение Лагранжа преобразуется в

$$j_{\text{пр}} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M_{\text{д}} - M_{\text{тр}} - M_{\text{г}}$$

или с учетом $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$

$$j_{\text{пр}} \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{д}} - M_{\text{тр}} - M_{\text{г}}. \quad (28)$$

Для разработки модели системы стабилизации воспользуемся пропорционально-интегральным (ПИ) законом регулирования, так как он чаще всего применяется для управления клапанами [80, 81]. Общий вид выходного сигнала ПИ-регулятора [82] в случае стабилизации частоты вращения ротора детандера:

$$Y(t) = P(t) + I(t),$$

$$Y(t) = K_p[\omega(t) - \omega_0] + K_i \int_0^t [\omega(t) - \omega_0] dt \quad (29)$$

или в случае стабилизации давления на выходе

$$Y(t) = K_p[p_c(t) - p_0] + K_i \int_0^t [p_c(t) - p_0] dt, \quad (30)$$

где $P(t)$ и $I(t)$ – пропорциональное и интегральное звенья закона регулирования; ω_0 и $\omega(t)$ – соответственно уставка по частоте вращения и мгновенная частота вращения расширительной машины; p_0 и $p_c(t)$ – соответственно уставка по давлению на выходе из ПРГ и мгновенное давление на выходе.

В математической модели интегральная составляющая регулирования должна быть заменена на дополнительное дифференциальное уравнение, производную $\frac{dI}{dt}$, использование которой эквивалентно интегралу:

$$\frac{dI}{dt} = K_i[\omega(t) - \omega_0] \quad (31)$$

или

$$\frac{dI}{dt} = K_i[p_{\Pi}(t) - p_0]. \quad (32)$$

Уравнение Сен-Венана-Ванцеля для расхода газа через дроссельный орган регулирующего клапана при докритическом и критическом течениях

$$G_{\text{РК}} = \begin{cases} \mu_{\text{РК}} \pi d_c h_{\text{ш}} \epsilon p_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1} \cdot \frac{k}{k-1} \left[\left(\frac{p_c}{p_1}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_c}{p_1}\right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, & \text{если } \frac{p_1}{p_c} < \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \\ \mu_{\text{РК}} \pi d_c h_{\text{ш}} \epsilon p_1 \sqrt{\frac{k}{RT_1} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{2(k-1)}}}, & \text{если } \frac{p_1}{p_c} \geq \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} \end{cases}, \quad (33)$$

где $\mu_{\text{РК}}$ – коэффициент расхода газа через РК; d_c – диаметр седла РК; $h_{\text{ш}}$ – полный ход штока РК; ϵ – степень открытия проходного сечения РК.

Воспользовавшись аналогичными преобразованиями, представленными выше, запишем уравнение изменения состояния газа в полости соединения разделенных ранее потоков за детандерным регулятором

$$\frac{dp_c}{dt} = \frac{p_c}{z_c} \frac{dz_c}{dt} + \frac{z_c R k}{V_c} (T_{\text{В}} G_{\text{В}} + T_{\text{РК}} G_{\text{РК}} - T_{\text{С}} G_{\text{П}}), \quad (34)$$

где z_c – коэффициент сжимаемости газа в полости соединения потоков; V_c – объем полости за детандерным регулятором.

Падение давления в газопроводах низкого давления определяется [83] по формуле

$$p_2 - p_{\text{приб}}^{\text{ном}} = 626,1 \lambda \frac{Q_4^2}{(100 d_{\text{п}})^5} \rho_{\text{ст}} L_{\text{п}},$$

где λ – коэффициент трения по длине; $d_{\text{п}}$ – внутренний диаметр трубопровода потребителей.

Исходя из этого, массовый расход газа, отбираемый потребителями равен

$$G_{\text{п}} = \sqrt{\frac{(p_2 - p_{\text{приб}}^{\text{ном}})(100 d_{\text{п}})^5 \sqrt{\rho_{\text{ст}}}}{626,1 \lambda L_{\text{п}}}} \cdot \frac{1}{3600}. \quad (35)$$

Режим течения характеризуется числом Рейнольдса

$$Re = 0,0354 \frac{Q_{\text{ч}}}{100 d_{\text{п}} \nu_{\text{ст}}},$$

где $\nu_{\text{ст}}$ – коэффициент кинематической вязкости газа при стандартных условиях.

В зависимости от режима течения коэффициент гидравлического трения будет равен:

при ламинарном режиме ($Re \leq 2000$) течения

$$\lambda = \frac{64}{Re};$$

при переходном режиме ($2000 < Re \leq 4000$)

$$\lambda = 0,0025 \sqrt[3]{Re};$$

при турбулентном режиме ($Re > 4000$)

$$\lambda = 0,11 \left(\frac{k_{\text{э}}}{d_{\text{п}}} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25},$$

где $k_{\text{э}}$ – эквивалентная абсолютная шероховатость внутренней поверхности стенки трубопровода потребителей.

Изменение температуры в процессе расширения газа в объеме за детандерным регулятором выражается из зависимости

$$\frac{dT_{\text{с}}}{dt} = \frac{z_{\text{с}} R T_{\text{с}}}{p_{\text{с}} V_{\text{с}}} \left((k T_{\text{в}} - T_{\text{с}}) G_{\text{в}} + (k T_{\text{рк}} - T_{\text{с}}) G_{\text{рк}} - (k - 1) T_{\text{с}}^2 G_{\text{п}} \right). \quad (36)$$

Математическая модель представляет собой объединение исходных данных и констант, основных дифференциальных уравнений и начальных условий к ним, вспомогательных уравнений, а также логических условий [84].

В систему (37) основных дифференциальных уравнений входят:

- 1) уравнение вращения ротора детандера (28);
- 2) уравнения состояния газа в различных полостях (20, 21, 23, 24, 25, 26);

3) уравнение преобразованной интегральной составляющей закона регулирования (31 или 32).

В качестве вспомогательных уравнений используются:

- 1) уравнение высоты выступа лопатки (2, 3);
- 2) уравнения изменения объемов камер детандера (4, 5, 18);
- 3) формула расчета коэффициентов сжимаемости (19);
- 4) формула работы против сил трения скольжения (11);
- 5) массовые расходы газа (22, 27, 33, 35).

Кроме этого, используются логические условия, моделирующие вращение ротора детандера и ограничивающие изменяющиеся параметры в диапазоне реальных значений (15).

В системе (37) для различных изучаемых случаев может быть использован соответствующий набор дифференциальных, вспомогательных уравнений и логических условий. Часть переменных может быть заменена на константы.

Система основных дифференциальных уравнений имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 j_{\text{пр}} \frac{d\omega}{dt} = p_{\text{н}} l h_1 \left(r_0 + \frac{h_1}{2} \right) + p_{\text{п}} l (h_2 - h_1) \left(r_0 + h_1 + \frac{h_2 - h_1}{2} \right) - p_{\text{в}} l h_2 \left(r_0 + \frac{h_2}{2} \right) - \\
 \quad - \Psi \cdot \sigma m_{\text{л}} r_{\text{цт}} \cdot \omega^2 (r_0 + h_{\text{сп}}) - M_{\text{Г}}; \\
 \frac{dp_{\text{н}}}{dt} = \frac{k}{V_{\text{н}}} \left(RT_1 G_{\text{н}} - p_{\text{н}} \cdot \frac{dV_{\text{н}}}{dt} \right); \\
 \frac{dp_{\text{п}}}{dt} = \frac{p_{\text{п}}}{z_{\text{п}}} \frac{dz_{\text{п}}}{dt} - \frac{p_{\text{п}} (Rz_{\text{п}} + c_v)}{V_{\text{п}} c_v} \cdot \frac{dV_{\text{п}}}{dt}; \\
 \frac{dp_{\text{в}}}{dt} = \frac{p_{\text{в}}}{z_{\text{в}}} \frac{dz_{\text{в}}}{dt} - \frac{kRT_{\text{в}} z_{\text{в}}}{V_{\text{в}}} G_{\text{в}} - \frac{p_{\text{в}} (Rz_{\text{в}} + c_v)}{V_{\text{в}} c_v} \frac{dV_{\text{в}}}{dt}; \\
 \frac{dp_{\text{с}}}{dt} = \frac{p_{\text{с}}}{z_{\text{с}}} \frac{dz_{\text{с}}}{dt} + \frac{z_{\text{с}} R k}{V_{\text{с}}} (T_{\text{в}} G_{\text{в}} + T_{\text{пк}} G_{\text{пк}} - T_{\text{с}} G_{\text{п}}) \\
 \quad \text{(а) } \frac{dI}{dt} = K_i [\omega(t) - \omega_0] \\
 \quad \text{(б) } \frac{dI}{dt} = K_i [p_{\text{п}}(t) - p_0] \\
 \frac{dT_{\text{н}}}{dt} = \frac{(kT_1 - T_{\text{н}}) z_{\text{н}} R T_{\text{н}}}{p_{\text{н}} V_{\text{н}}} G_{\text{н}} - \frac{z_{\text{н}} R T_{\text{н}}}{c_v V_{\text{н}}} \frac{dV_{\text{н}}}{dt}; \\
 \frac{dT_{\text{п}}}{dt} = - \frac{z_{\text{п}} R T_{\text{п}}}{c_v V_{\text{п}}} \frac{dV_{\text{п}}}{dt}; \\
 \frac{dT_{\text{в}}}{dt} = - \frac{(k+1) z_{\text{в}} R T_{\text{в}}^2}{p_{\text{в}} V_{\text{в}}} G_{\text{в}} - \frac{z_{\text{в}} R T_{\text{в}}}{c_v V_{\text{в}}} \frac{dV_{\text{в}}}{dt} \\
 \frac{dT_{\text{с}}}{dt} = \frac{z_{\text{с}} R T_{\text{с}}}{p_{\text{с}} V_{\text{с}}} \left((kT_{\text{в}} - T_{\text{с}}) G_{\text{в}} + (kT_{\text{пк}} - T_{\text{с}}) G_{\text{пк}} - (k-1) T_{\text{с}}^2 G_{\text{п}} \right)
 \end{array} \right. \quad (37)$$

Для различных вариантов работы системы стабилизации (a или b) используются разные конструкции $\frac{dI}{dt}$.

Из-за высокой нелинейности системы (37) и необходимости циклического срабатывания части логических условий, характеризующих вращение ротора, а также для большего контроля и наглядности вычислений, был использован явный четырехэтапный метод Рунге-Кутты [85]. Решение производилось при помощи системы компьютерной алгебры Wolfram Mathematica 10 (Рисунок 31).

The screenshot shows the Wolfram Mathematica 10 interface. At the top, there is a title bar and a menu bar. Below the menu bar, there is a code input area with the following code:

```

f /. {f1[t] -> y1, f1'[t] -> y2, p1[t] -> y3, p1'[t] -> y4, p2[t] -> y5, t1[t] -> y6, t1'[t] -> y7, t2[t] -> y8, p2'[t] -> y9, t2'[t] -> y10, u[t] -> y11};

```

Below the code input area, there is a section titled "Реализация шага численного метода" (Implementation of the numerical method step). This section contains the following code:

```

(* Явный четырехэтапный (классический) метод Рунге - Кутты *)
step[t_, x_] := With[{k1 = h0 f[t, x]},
  With[{k2 = h0 f[t + h0 k1/2, x]},
    With[{k3 = h0 f[t + h0 k2/2, x]},
      With[{k4 = h0 f[t + h0 k3, x]},
        x + 1/a (k1 + 2 k2 + 2 k3 + k4)
      ]]]];

```

Below this section, there is another section titled "Численное решение гибридной системы" (Numerical solution of the hybrid system). This section contains the following code:

```

(* *)
h0 = 10^-7; (* Постоянный шаг *)
cut = 100; (* Каждый cut-ый элемент записывается *)
y = y0 = {0, 0, pm, pa, tm, tm, pa, tm, 0}; (* Начальные условия *)
ctrl = Quotient[y[1], y]; (* Счётчик Quotient[f1[t], y] *)
count = 0;
AbsoluteTiming[Monitor[
  (* Проверка на достижение наблюдения *)
  solution = Prepend[
    (* Добавить в начало *)
    Reap[Do[
      (* оператор цикла *)
      y = step[t, y];

```

Рисунок 31 – Интерфейс Wolfram Mathematica

Полный код решения разработанной математической модели представлен в Приложении Б. Проверка адекватности разработанной математической модели представлена в Приложении В.

В качестве исходных данных для расчета были приняты характеристики реального серийного оборудования, которое использовалось для создания прототипа (Таблица 4, Таблица 7). Для удобства работы и изучения была выбрана расширительная машина мощностью 200Вт, так как при сохранении общих характерных черт и особенностей ее создание и эксплуатация требуют меньших ресурсов.

Рассмотрим случай разгона пластинчатого детандера из стационарного состояния до скорости установившегося режима [86].

Таблица 4 – Исходные данные для моделирования

Параметр	Обозначение	Величина	Единица измерения
радиус ротора детандера	r_0	0,02	м
внутренний радиус статора	r_1	0,0233	м
эксцентриситет ротора относительно статора	e	0,00328	м
количество лопаток детандера	для проверки адекватности модели	5	штук
	для моделирования	6	
длина лопатки	l	0,05	м
высота лопатки	h_l	0,0131	м
толщина лопатки	b_l	0,005	м
угол между соседними лопатками	для проверки адекватности модели	1,0472	радиан
	для моделирования	1,25664	
угол конца зоны нагнетания	для проверки адекватности модели	1,0472	радиан
	для моделирования	1,25664	
плотность материала лопатки	ρ_l	1300	кг/м ³
коэффициент трения лопаток о статор	σ	0,2	б/р
коэффициент поправки величины силы трения скольжения по результатам эксперимента	-	0,575	б/р
показатель адиабаты	воздуха	1,4	б/р
	природного газа	1,3	
индивидуальная газовая постоянная	воздуха	287	Дж/кг · К
	природного газа	520	
теплоемкость при постоянном давлении	воздуха	1005	Дж/кг · К
	природного газа	3200	
плотность газа при стандартных условиях	воздуха	1,2	кг/м ³
	природного газа	0,73	
кинематическая вязкость газа при стандартных условиях	воздуха	$15,06 \cdot 10^{-6}$	Па · с
	природного газа	$14,3 \cdot 10^{-6}$	
КПД детандера	η_d	0,85	%
коэффициент утечек детандера	K_y	0,65	б/р
температура газа на входе в ПРГ	T_1	293	К
атмосферное давление	$p_{н.у}$	100000	Па
площадь сечения впускного канала	f_n	0,00008	м ²
площадь сечения выхлопного канала	f_v	0,00008	м ²
коэффициент местного сопротивления впускного канала	ξ_n	20	б/р
коэффициент местного сопротивления выхлопного канала	ξ_v	20	б/р
полное проходное сечение регулирующего клапана	$f_{рк}$	0,000176	м ²
время полной перестановки клапана	-	17	с
коэффициент расхода через клапан	$\mu_{рк}$	0,8	б/р
внутренний диаметр трубопровода потребителей	$d_{п}$	0,05	м
длина трубопровода потребителей	$L_{п}$	50	м

Так как составными единицами общего процесса изменения состояния газа являются отдельные зоны (нагнетания/расширения/выхлопа), полученные графические результаты для каждой камеры являются кривыми периодического характера.

На графике (Рисунок 32а) можно проследить полное изменение давления в определенной камере двигателя при поочередном прохождении ею всех зон. Каждый следующий скачок знаменует вход в определенную зону следующей по ходу вращения камеры. Соответствующая по времени часть каждого следующего графика является продолжением предыдущего. Период между скачками отражает частоту вращения ротора.

По графику (Рисунок 32б) видно, что детандеры на основе пластинчатых объемных двигателей имеют аperiodический переходный процесс без динамического заброса, что является желательным условием для работы в качестве привода генератора [87].

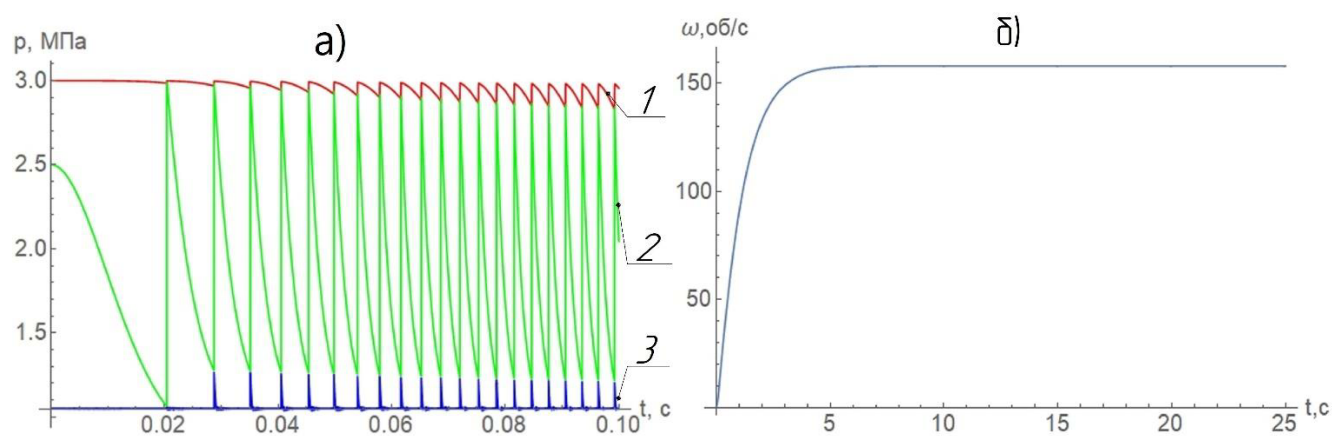


Рисунок 32 – а) Полное изменение давления в ДГР: 1 – изменение давления в зоне нагнетания; 2 – в зоне расширения; 3 – в зоне выхлопа.

б) Частота вращения ротора детандера

Изменения давления, частоты и момента на переходных режимах являются квазистационарными процессами, что объясняется разделением рабочего объема детандера на отдельные камеры и, как следствие, дискретностью функционирования детандера.

Для проверки устойчивости системы детандерного регулятора в нестационарных условиях был создан ряд ступенчатых возмущений:

- 1) сокращение массового отбора газа потребителями на 30%;
- 2) повышение массового отбора газа потребителями на 30%;
- 3) снижение входного давления ПРГ на 5%;
- 4) повышение входного давления ПРГ на 5%.

Результаты расчета представлены на графиках в безразмерном виде, в качестве единичных были приняты значения установившихся частоты вращения ротора детандера и давления после детандерного регулятора до начала возмущения при степени открытия регулирующего клапана $\varepsilon = 50\%$. Принятые значения коэффициентов усиления закона регулирования представлены в таблице (Таблица 5).

Таблица 5 – Значения коэффициентов усиления ПИ-закона регулирования

Возмущение	Величина	Стабилизация частоты		Стабилизация давления	
		K_p	K_i	K_p	K_i
снижение отбора газа	-30%	0,1	0,1	0,1	0,01
повышение отбора газа	+30%	0,05	0,25	0,1	0,01
снижение давление до ДГР	-5%	0,5	0,5	0,1	0,01
повышение давления до ДГР	+5%	0,005	0,1	0,1	0,01

Как в случае снижения, так и повышения отбора газа детандер-генераторные регуляторы, выполненные по двум вариантам схем (Рисунок 25) обрабатывают возмущение корректно, поддерживаемые параметры не выходят за допустимые пределы (Рисунок 33, Рисунок 34). Прямолинейные участки изменения давления на выходе из детандерного регулятора связаны с линейным ходом штока регулирующего клапана. Среднее время стабилизации незначительно меньше в случае стабилизации по давлению (Таблица 6).

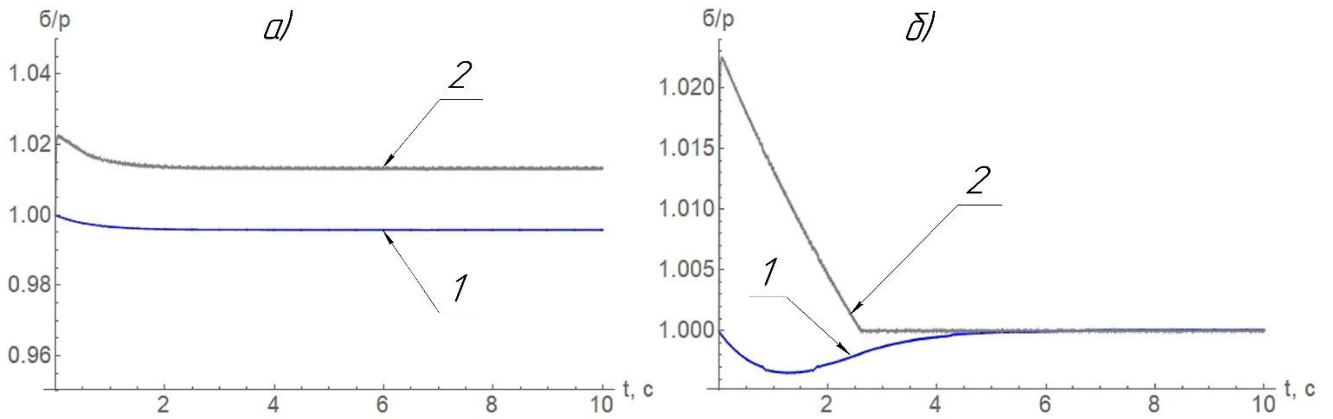


Рисунок 33 – Снижение отбора газа потребителями:

1 – частота вращения ДГР; 2 – давление за детандерным регулятором.

а) Вариант стабилизации частоты вращения ротора детандера.

б) Вариант стабилизации давления за детандерным регулятором

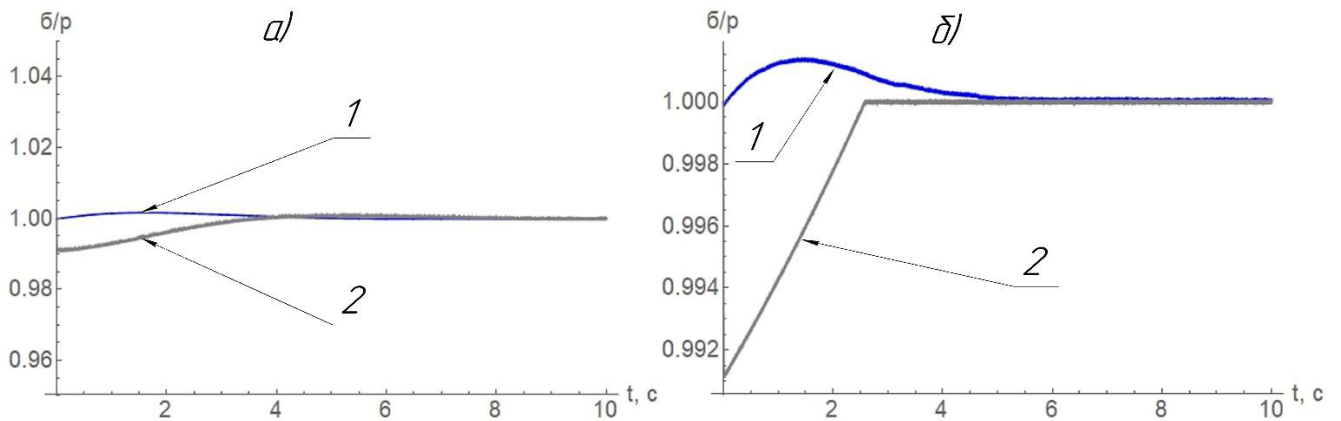


Рисунок 34 – Повышение отбора газа потребителями:

1 – частота вращения ДГР; 2 – давление за детандерным регулятором.

а) Вариант стабилизации частоты вращения ротора детандера.

б) Вариант стабилизации давления за детандерным регулятором

Таблица 6 – Длительность переходных процессов

Возмущение	Величина	Стабилизация частоты	Стабилизация давления
		длительность, с	длительность, с
снижение отбора газа	-30%	1,5	2,6
повышение отбора газа	+30%	4,0	2,6
снижение давление до ДГР	-5%	9,5	0,5
повышение давления до ДГР	+5%	5,5	0,4
среднее время переходного процесса		5,13	1,53

Более существенно на параметры редуцирования и утилизации влияет изменение давления питающего газопровода (Рисунок 35, Рисунок 36). В случае стабилизации частоты вращения ротора детандера, несмотря на то, что во время

переходного процесса она не выходит из допустимого коридора $2\Delta = 10\%$, полностью восстановить её величину после возмущения не удаётся.

В случае стабилизации давления после детандерного регулятора частота вращения ротора изменяется значительно, чем при снижении или повышении отбора газа потребителями. Однако, при этом величина давления на выходе из детандерного регулятора восстанавливается до первоначального значения.

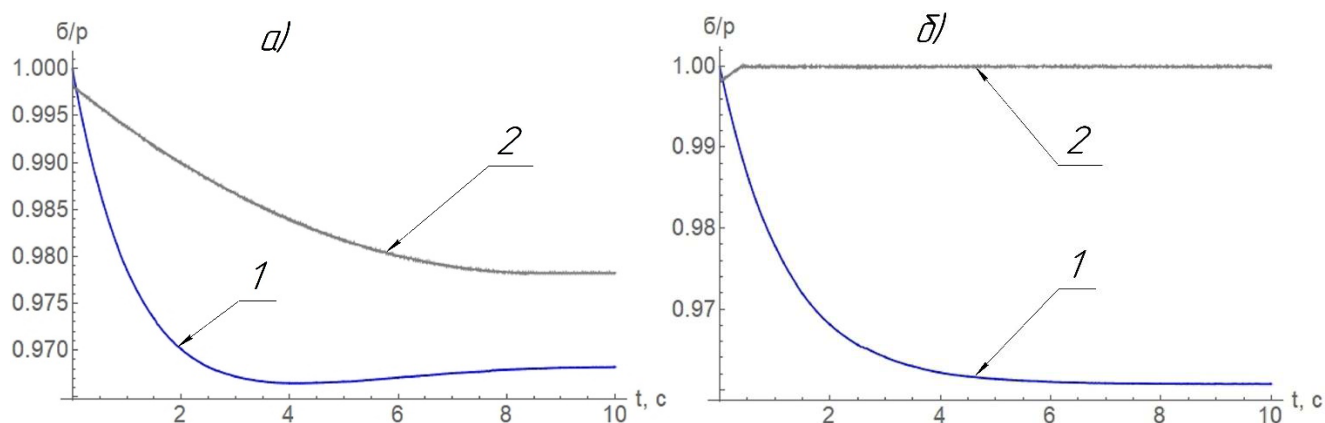


Рисунок 35 – Снижение давления питающего трубопровода:

1 – частота вращения ДГР; 2 – давление за детандерным регулятором.

а) Вариант стабилизации частоты вращения ротора детандера.

б) Вариант стабилизации давления за детандерным регулятором

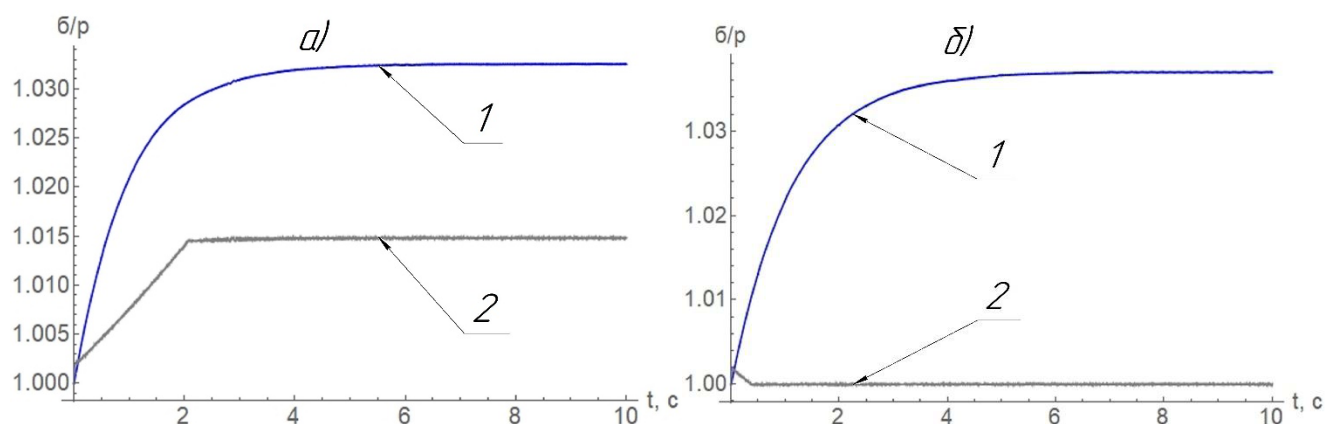


Рисунок 36 – Повышение давления питающего трубопровода:

1 – частота вращения ДГР; 2 – давление за детандерным регулятором.

а) Вариант стабилизации частоты вращения ротора детандера.

б) Вариант стабилизации давления за детандерным регулятором

Из таблицы (Таблица 6) видно, что среднее время переходных процессов меньше в варианте стабилизации давления на выходе из ДГР. Это связано с тем, что регулирующий клапан влияет непосредственно на поддерживаемый параметр. В случае же стабилизации частоты вращения ротора детандера, регулирующий

клапан влияет на поддерживаемый параметр косвенно, что повышает инерционность системы.

Кроме этого, из таблицы (Таблица 5) видно, что для варианта стабилизации частоты в случаях повышения и понижения значений фактора следует использовать различные наборы коэффициентов усиления закона регулирования, что на практике должно быть обеспечено контроллером.

Для обоих вариантов схем стабилизации колебания давления за детандерным регулятором, то есть до РД не превышают допустимых пределов $\pm 25\%$, а колебания давления на выходе из ПРГ – $\pm 10\%$ [7, 88], что подтверждает возможность применения любой из разработанных схем функционирования (Рисунок 25).

Стоит отметить, что сильное влияние на переходные процессы оказывают характеристики применяемого оборудования, поэтому в реальных условиях время и качество переходных процессов может существенно отличаться от представленных на графиках. Однако, характер процессов и эффективность представленных схем сохранятся.

2.4. Выводы

1. Обосновано применение способа редуцирования природного газа с помощью детандер-генераторных регуляторов объемного типа в системе газораспределения и разработаны устройства для его реализации.

2. Разработана математическая модель процесса детандерного редуцирования в нестационарных условиях, позволяющая рассчитать газодинамические параметры газа и механические – детандера. Результаты математического моделирования подтверждают возможность успешной работы объемного ДГР и разработанных схем его применения в условиях неравномерностей отбора газа потребителями и изменения давления до ПРГ.

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ РЕДУЦИРОВАНИЯ И УТИЛИЗАЦИИ ЭНЕРГИИ ПОТОКА ПРИРОДНОГО ГАЗА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДЕТАНДЕРА ОБЪЕМНОГО ТИПА

3.1 Разработка технологической схемы и создание экспериментальной установки

Для изучения процессов, связанных с работой усовершенствованной при помощи детандера объемного типа линии редуцирования, была создана экспериментальная установка (Рисунок 37, Рисунок 38, Таблица 7), схема которой выполнена в соответствии с патентом РФ 2620624 и заявкой на получение патента РФ №2017141301 от 27.11.2017 [89].

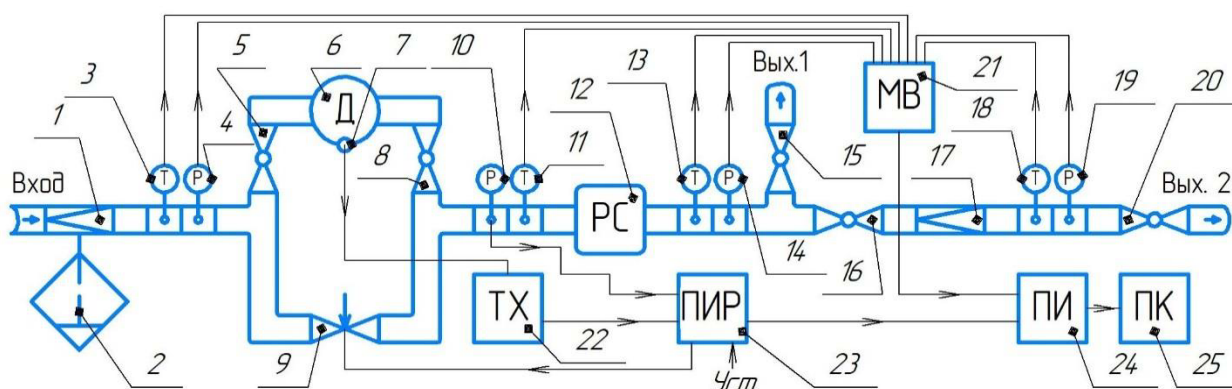


Рисунок 37 – Схема экспериментальной установки

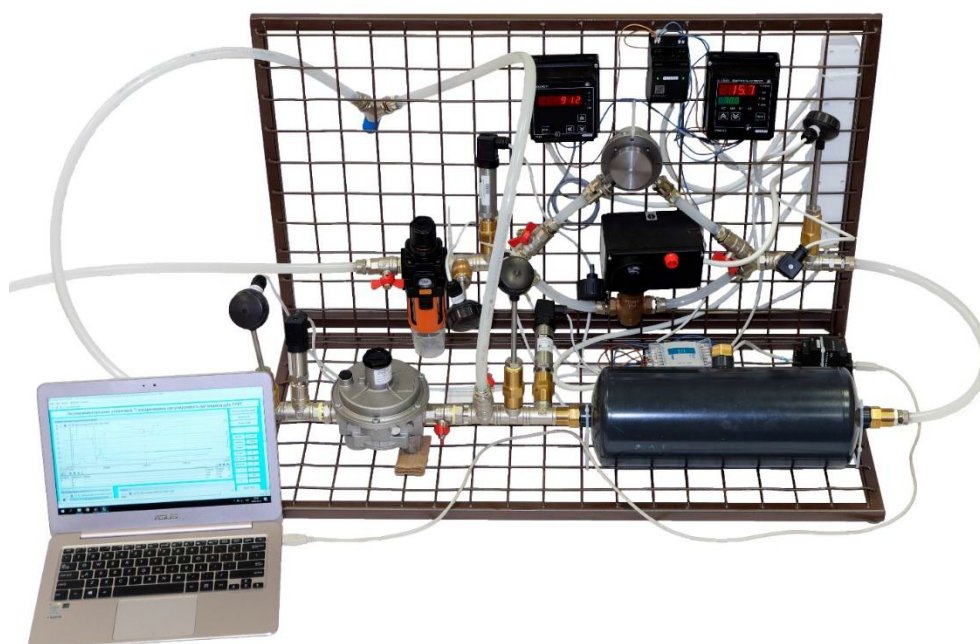


Рисунок 38 – Экспериментальная установка

Установка работает следующим образом. После сжатия компрессором с максимальной производительностью 60 $\text{нм}^3/\text{ч}$ воздух попадает на линию редуцирования, где его давление понижается при помощи регулятора давления 1 и отделяется влага при помощи фильтра-сепаратора 2. Далее происходит измерение значений его температуры и давления датчиками 3 и 4, после чего поток газа разделяется на две части, пропорционально степени открытия электроприводного регулирующего клапана 9. Одна часть проходит через пластинчатую объемную расширительную машину 6, которая имеет закрепленный на ней бесконтактный датчик частоты 7 и которая может быть исключена из работы кранами 5 и 8. Другая, соответственно, через регулирующей клапан 9. После воссоединения ранее разделенных потоков датчиками 10 и 11 измеряются давление и температура объединенного потока газа, далее он проходит через ресивер 12, его давление и температура измеряются еще раз датчиками 13 и 14. Потом, в случае закрытия крана 16, газ может быть выведен с линии редуцирования в атмосферу краном 15, которым также можно создавать возмущающие воздействия, имитируя неравномерность отбора газа потребителями. В случае открытия крана 16 и закрытия крана 15 газ проходит далее через статический регулятор давления прямого действия 17, после которого также происходит замер значений давления и температуры датчиками 18 и 19. Далее располагается кран 20 для вывода газа в атмосферу и создания возмущений.

Сигнал с бесконтактного датчика частоты 7 тахометром 22 преобразуется в унифицированный сигнал постоянного тока и направляется на первый вход пропорционально-интегрального (ПИ) регулятора 23. На второй вход ПИ-регулятора 23 заводится сигнал с датчика давления 10, установленного на выходе детандер-регуляторного регулятора давления. В зависимости от выбранного режима работы, закона регулирования и величины отклонения частоты вращения ротора детандера или давления за детандерным регулятором от заданной уставки (Уст.) ПИ-регулятор 23 посылает управляющий сигнал степени открытия регулирующего клапана 9 на его электропривод.

Показания семи датчиков давления и температуры, собранных модулем ввода 21, а также показания датчика частоты 7, датчика давления 10 и сигнал степени открытия регулирующего клапана 9, собранные ПИ-регулятором 23, через преобразователь интерфейсов 24 направляются на персональный компьютер 25, где полученные данные при помощи SCADA Trace Mode (Рисунок 39) визуализируются и экспортируются для их дальнейшей обработки. Собранные при помощи SCADA Trace Mode данные, в связи с их довольно большим объемом, экспортируются в TXT файл, после чего обрабатываются при помощи MATLAB R2017a.

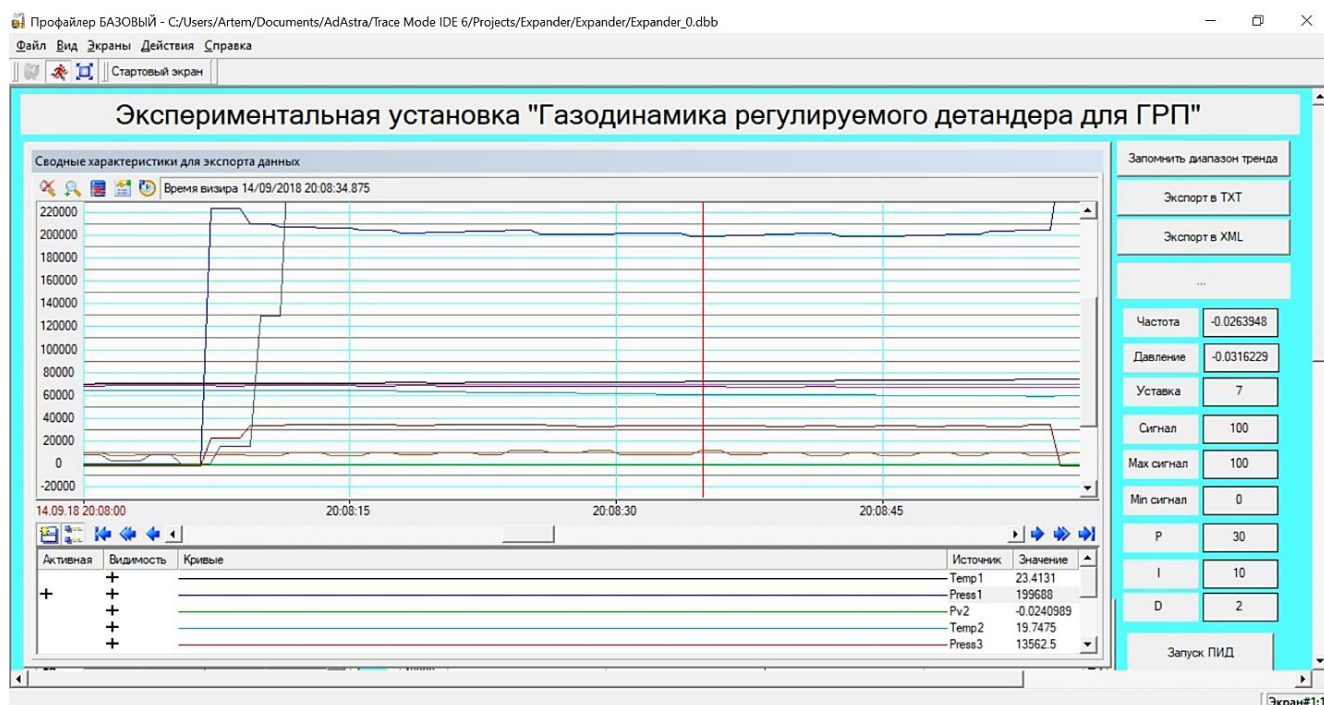


Рисунок 39 – Интерфейс SCADA Trace Mode 6

В зависимости от выбранного параметра стабилизации были рассмотрены два варианта режима работы линии редуцирования экспериментальной установки:

а) Поддержание давления на выходе линии редуцирования при помощи штатного регулятора давления 17 с его предварительным понижением в детандере б, частота вращения ротора которого поддерживается постоянной. В этом случае кран 15 закрыт, и поток газа выходит через Вых. 2, ПИ-регулятор 23 работает по уставке частоты ω_0 .

б) Поддержание давления на выходе линии редуцирования непосредственно при помощи детандера объемного типа б и системы его регулирования. В таком случае закрыт кран 16, и поток газа выходит через Вых. 1, ПИ-регулятор 23 работает по уставке давления газа на выходе p_0 .

Таблица 7 – Характеристики используемого оборудования

№	Наименование оборудования	Характеристики	Примечания
1	Компрессор К-6 «Бежецкий завод»	ном. произв. 1,0 нм ³ /мин; макс. давление 1,0 МПа; ресивер 100 л	–
2	Фильтр-сепаратор с регулятором давления WIEDERKRAFT WDK-7740	фильтр. эл-т. 5 мк; ном. произв. 3 нм ³ /мин	Автоматический сброс конденсата
3	Пластинчатая расширительная машина DEPRAG 63-001F01	ном. мощность 200 Вт; ном. част. вращ. 5000 об/мин; ном. момент 0,38 Н·м; пуск. момент 0,57 Н·м; расход 0,3 нм ³ /мин	–
4	Мембранный регулятор давления MADAS FRG/2MBZ DN25	макс. вход. давл. 0,6 Мпа; макс. проп. способн. 1,67 нм ³ /мин	Встроенные ПЗК и ПСК отключены
5	Регулирующий клапан SAMSON 3222 с приводом 5824	$Kvs = 0,63 \text{ м}^3/\text{час}$; ном. ход 6 мм; время перестановки 17 с;	лин. характ. открытия; цифровой позиционер
6	Преобразователи давления ОБЕН ПД-100-ДИ0,1-171-0,5 и ПД-100-ДИ1,0-171-0,5	макс. изб. давл. 0,1 и 1,0 МПа	класс точн. $\pm 0,5\%$ от диапазона изм.
7	Термопреобразователь сопротивления ОБЕН ДТС145Л-50М.0,5.60.И	диапазон $-50 \dots + 180^\circ\text{C}$	погрешность $\pm 0,5\%$
8	Выключатель бесконтактный индуктивный (датчик частоты) МЕГА-К ВБ2.08М.52.2,5.2.1.К	интервал 0–2,2 мм; макс. част. сраб. 1500 Гц	NPN тип
9	Тахометр ОБЕН ТХ01-224.Н.И	диапазон 12–150000 об/мин	класс точности 0,05
10	ПИД-регулятор ОБЕН ТРМ212-Н.ИР	2 входа и 1 выход унифиц. сигналов;	предел осн. прив. погр. $\pm 0,5\%$; RS-485
11	Модуль аналогового ввода ОБЕН МВ110-220.8АС	8 скоростных входов унифиц. сигналов	предел осн. прив. погр. $\pm 0,25\%$; RS-485
12	Преобразователь интерфейсов ОБЕН АС4	RS-485/USB 2.0	–

3.2. Методика выполнения исследования, получение опытных данных и их обработка

В любом режиме работы система стабилизации, поддерживая заданные параметры ω_0 или p_0 , байпасирует через регулирующий клапан (РК) количество газа, превышающее расход детандера. Температура в рассматриваемых условиях является нерегулируемым фактором, зависящим от давления. Таким образом, можно сказать, что частота вращения ротора детандера $\omega^3 = f(p_1, p_c)$ является функцией только двух переменных [89], давлений до и после него:

- 1) p_1 – давление на входе в пункт редуцирования, регулируемое регулятором давления 1 и контролируемое манометром 4;
- 2) p_c – давление после группы детандер 6 и регулирующий клапан 9, регулируемое краном 15 и контролируемое манометром 10.

Были проведены активные эксперименты с учетом нелинейности искомым зависимостей и взаимодействия факторов, то есть полные двухфакторные эксперименты (ПФЭ) для трехуровневых факторов с учетом эффекта их взаимодействий. Количество опытов для каждого эксперимента равно $N = 3^2 = 9$.

Исследуемый диапазон избыточных давлений ($p_1 = 50 \dots 340$ кПа; $p_c = 15 \dots 85$ кПа) был разделен на 4 части (Таблица 8), в каждом из которых давления до и после детандера изменяются в коридоре примерно $\pm 20\%$. Это было сделано для повышения точности получаемых моделей, а также исходя из диапазонов допустимых колебаний давлений до и после традиционных РД [7].

Для каждого диапазона давлений были приняты средние температуры, которые характеризовали поток газа во время снятия соответствующих показаний в сечениях до и после детандера (Таблица 8).

Таблица 8 – Исследуемые диапазоны давлений до и после детандера

№ эксперимента (диапазона давлений)	p_1	p_c	Δp_d	T_1^{cp}	T_c^{cp}	ΔT
	кПа	кПа	кПа	К	К	К
1	50 ÷ 80	15 ÷ 25	25 ÷ 65	303,07	299,83	3,25
2	80 ÷ 130	25 ÷ 35	45 ÷ 105	305,88	300,81	5,07
3	130 ÷ 210	35 ÷ 55	75 ÷ 175	316,59	310,49	6,10
4	210 ÷ 340	55 ÷ 85	125 ÷ 285	313,51	306,74	6,77

Для выполнения условия ортогональности плана необходимо закодировать факторы и коды уровней (Таблица 9). В кодовом масштабе полином искомого параметра будут иметь вид

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{12}x_1x_2 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{122}x_1x_2^2 + b_{112}x_1^2x_2 + b_{1122}x_1^2x_2^2,$$

где b_j – коэффициенты полинома регрессионной зависимости; x_j – кодовое значение фактора в регрессионной зависимости.

Таблица 9 – Результаты кодирования факторов

Фактор	Уровень факторов в натуральном масштабе				Код уровней	x_j	z_j
	1	2	3	4			
p_1 , кПа	50	80	130	210	0	-1	1
	65	105	170	275	1	0	-2
	80	130	210	340	2	1	1
p_c , кПа	15	25	35	55	0	-1	1
	20	30	45	70	1	0	-2
	25	35	55	85	2	1	1

Кодовое значение фактора (Таблица 10) вычисляется [90] по формуле

$$x_j = K_j(X_j + A_j), \quad (39)$$

где $A_j = -\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N X_{ji}$ – среднее значение фактора в натуральном масштабе; X_j – значение фактора в натуральном масштабе.

Таблица 10 – Формулы кодирования факторов

Факт.	Формулы кодирования факторов			
	1	2	3	4
p_1	$x_1 = \frac{1}{15}(X_1 - 65)$	$x_1 = \frac{1}{25}(X_1 - 105)$	$x_1 = \frac{1}{40}(X_1 - 170)$	$x_1 = \frac{1}{65}(X_1 - 275)$
	$z_1 = 3(x_1^2 - 2/3)$	$z_1 = 3(x_1^2 - 2/3)$	$z_1 = 3(x_1^2 - 2/3)$	$z_1 = 3(x_1^2 - 2/3)$
p_c	$x_2 = \frac{1}{5}(X_2 - 20)$	$x_2 = \frac{1}{5}(X_2 - 30)$	$x_2 = \frac{1}{10}(X_2 - 45)$	$x_2 = \frac{1}{15}(X_2 - 70)$
	$z_2 = 3(x_2^2 - 2/3)$	$z_2 = 3(x_2^2 - 2/3)$	$z_2 = 3(x_2^2 - 2/3)$	$z_2 = 3(x_2^2 - 2/3)$

Кодовое значение квадратичного фактора [90] равно

$$z_j = K'_j(x_j^2 + a_jx_j + c_j), \quad (40)$$

где $a_j = -\frac{\sum_{i=1}^N x_{ji}^3}{\sum_{i=1}^N x_{ji}^2}$; $c_j = -\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_{ji}^2$.

Коэффициенты K_j и K'_j выбираются так, чтобы x_j и z_j представляли собой небольшие целые числа. Для разных факторов удобнее их выбрать равными. K_j рассчитывается по формуле [90]

$$K_j = \frac{2}{x_{jmax} - x_{jmin}}.$$

После кодирования была составлена расширенная матрица планирования полного факторного эксперимента (Таблица 11). Значения x_j и z_j в столбцах главных эффектов определялись по таблице полиномов Чебышева, для взаимодействий факторов – произведением элементов соответствующих столбцов.

Таблица 11 – Расширенная матрица планирования ПФЭ 3^2

№ опыта	Коды уровней факторов		Кодовые значения факторов								
	1	2	c	x_1	x_2	x_1x_2	$z_1(x_1^2)$	$z_2(x_2^2)$	z_1z_2	x_1z_2	x_2z_1
1	0	0	1	-1	-1	1	1	1	1	-1	-1
2	1	0	1	0	-1	0	-2	1	-2	0	2
3	2	0	1	1	-1	-1	1	1	1	1	-1
4	0	1	1	-1	0	0	1	-2	-2	2	0
5	1	1	1	0	0	0	-2	-2	4	0	0
6	2	1	1	1	0	0	1	-2	-2	-2	0
7	0	2	1	-1	1	-1	1	1	1	-1	1
8	1	2	1	0	1	0	-2	1	-2	0	-2
9	2	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Сумма			9	6	6	4	18	18	36	12	12

По матрице планирования были проведены опыты, полученные экспериментальные данные сведены в таблицу (Таблица 12).

Для расчета дисперсии эксперимента (воспроизводимости) были проведены дополнительные опыты в центре эксперимента (Таблица 13). Дисперсия эксперимента при дублировании опытов в центре плана вычисляется по формуле

$$S_y^2 = \frac{\sum_1^{n_0} (y_{0g} - \bar{y}_0)^2}{n_0 - 1}, \quad (41)$$

где y_{0g} – результат поворотного опыта в центре плана; \bar{y}_0 – среднее арифметическое значение параметра по данным $n_0 = 6$ дублей центрального опыта.

Таблица 12 – Экспериментальные значения частоты вращения ротора детандера

№ опыта	u_{ig} , об/с			
	1	2	3	4
1	51,91	68,56	119,90	136,70
2	68,99	97,22	132,87	153,97
3	81,09	113,07	145,53	160,53
4	41,41	62,06	105,00	130,47
5	59,91	83,87	128,03	148,50
6	77,28	107,40	143,60	159,90
7	34,54	57,48	93,01	125,70
8	55,25	89,37	122,60	142,57
9	73,66	107,00	136,80	151,57

Таблица 13 – Результаты дублирования опыта в центре плана

№ дубля	u_{0g} , об/с			
	Номер диапазона давлений			
	1	2	3	4
1	59,45	83,84	127,50	148,30
2	60,11	84,34	128,20	148,30
3	60,16	83,43	128,40	148,90
4	60,25	83,30	127,90	148,60
5	59,50	83,54	128,35	149,10
6	60,50	83,10	127,70	148,20
\bar{y}_0	60,00	83,59	128,01	148,57
S_y^2	0,181	0,195	0,134	0,135

Записанная в кодовом масштабе матрица планирования ортогональна, поэтому коэффициенты модели считают по формуле

$$b_j = \frac{\sum_{i=1}^N h_{ji} y_i}{\sum_{i=1}^N x_{ji}^2}, \quad (42)$$

где h_{ji} – кодированные факторы $x_0, x_1, x_2, x_1 x_2, x_1^2, x_2^2, x_1 x_2^2, x_2 x_1^2$;

Полученная зависимость для диапазона №1 в кодовом масштабе

$$y = 60,449 + 17,361x_1 - 6,424x_2 + 2,483x_1 x_2 - 0,467x_1^2 + 0,458x_2^2 - 0,140x_1^2 x_2^2 - 0,285x_1 x_2^2 + 0,224x_2 x_1^2.$$

После определения коэффициентов регрессии необходимо проверить их статистическую значимость. Абсолютная величина коэффициентов должна быть в $t_{\alpha, f}$ раз больше, чем ошибка (Таблица 14) его определения

$$|b_j| \geq t_{\alpha, f_1} S_b, \quad (43)$$

где t_{α, f_1} – критерий Стьюдента для уровня значимости $\alpha = 0,05$ и $f_1 = n_0 - 1$ степеней свободы, такого же как при определении дисперсии эксперимента S_y^2 ;

$S_b^2 = \frac{S_y^2}{N}$ – дисперсия коэффициентов регрессии.

Таблица 14 – Доверительный интервал коэффициентов регрессии

Величина	Номер диапазона давлений			
	1	2	3	4
S_b^2	0,02	0,0217	0,0149	0,0150
$t_{0,05,5} S_b$	0,364	0,379	0,314	0,314

Очевидно, что величины трёх последних коэффициентов полученной зависимости в кодовом масштабе менее доверительного интервала, следовательно, они статистически не значимы. Значимых коэффициентов $m_k = 6$ штук, поэтому зависимость для диапазона №1 переписется в виде

$$y = 60,449 + 17,361x_1 - 6,424x_2 + 2,483x_1x_2 - 0,467x_1^2 + 0,458x_2^2.$$

По этой зависимости были найдены расчетные значения частоты вращения ротора детандера (Таблица 15).

Таблица 15 – Экспериментальные и расчетные значения частоты вращения ротора детандера

№ опыта	Значения частоты вращения ротора детандера							
	1		2		3		4	
	$y_i^{\text{эксп}}$	$y_i^{\text{расч}}$	$y_i^{\text{эксп}}$	$y_i^{\text{расч}}$	$y_i^{\text{эксп}}$	$y_i^{\text{расч}}$	$y_i^{\text{эксп}}$	$y_i^{\text{расч}}$
1	51,91	51,99	68,56	68,72	119,90	120,06	136,70	137,08
2	68,99	68,27	97,22	97,46	132,87	132,97	153,97	153,20
3	81,09	81,74	113,07	112,67	145,53	145,70	160,53	160,92
4	41,41	41,70	62,06	61,51	105,00	104,67	130,47	130,17
5	59,91	60,47	83,87	83,87	128,03	127,83	148,50	149,09
6	77,28	76,43	107,40	107,96	143,60	143,27	159,90	159,61
7	34,54	34,17	57,48	57,88	93,01	93,18	125,70	125,61
8	55,25	55,42	89,37	89,13	122,60	122,70	142,57	142,74
9	73,66	73,86	107,00	106,84	136,80	136,96	151,57	151,48

Так как число значимых коэффициентов не равно количеству основных опытов, проверка адекватности полученной зависимости была проведена по критерию Фишера

$$F_{f_1 f_2}^{\text{расч}} = \frac{S_y^2}{S_{\text{ад}}^2}, \text{если } S_y^2 > S_{\text{ад}}^2; \quad (44)$$

$$F_{f_2 f_1}^{\text{расч}} = \frac{S_{\text{ад}}^2}{S_y^2}, \text{если } S_{\text{ад}}^2 > S_y^2.$$

где $S_{\text{ад}}^2$ – дисперсия адекватности; $f_2 = N - m_k$ – степень свободы дисперсии адекватности.

Дисперсия адекватности рассчитывается по формуле

$$S_{\text{ад}}^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (y_i^{\text{расч}} - y_i^{\text{эксп}})^2}{N - m_k},$$

где $y_i^{\text{эксп}}$ и $y_i^{\text{расч}}$ – соответственно значения частоты вращения ротора детандера определенные экспериментально и вычисленные по уравнению регрессии (Таблица 15).

Модель считается адекватной, если $F^{\text{расч}}$ меньше $F^{\text{кр}}$ (Таблица 16).

Таблица 16 – Проверка адекватности модели по критерию Фишера

Величина	Номер диапазона давлений			
	1	2	3	4
f_1	3	2	2	2
f_2	5	5	5	5
$S_{\text{ад}}^2$	0,761	0,555	0,189	0,725
$F^{\text{кр}}$	5,409	5,786	5,786	5,786
$F^{\text{расч}}$	4,216	2,838	1,406	5,381

Для перехода от модели в кодовом масштабе к модели в натуральном воспользуемся представленными выше формулами кодирования (Таблица 10). Заменяя все x_1^2 и x_2^2 через z_1 и z_2 и, раскодировав факторы а затем упростив выражение, были получены искомые модели (Таблица 17). Визуализации полученных моделей представлена на графиках (Рисунок 40).

Таблица 17 – Полученные зависимости частоты вращения ротора детандера ω^3 (об/с) от давлений до p_1 (кПа изб.) и после него p_c (кПа изб.)

№ диапазона	Полученная зависимость
1	$49,647 - 0,00623p_1^2 + p_1(1,305 + 0,0331p_c) - 5,635p_c + 0,0549p_c^2$
2	$-4567,970 + 306,671p_c - 5,143p_c^2 + p_1^2(-0,438 + 0,0293p_c - 0,000488p_c^2) + p_1(93,731 - 6,218p_c + 0,10379p_c^2)$
3	$559,836 + p_1^2(0,00819 - 0,000236p_c) - 16,689p_c + 0,0826p_c^2 + p_1(-3,798 + 0,135p_c - 0,000486p_c^2)$
4	$232,947 - 0,000994p_1^2 - 5,831p_c + 0,0381p_c^2 + p_1(-0,0312 + 0,0225p_c - 0,000157p_c^2)$

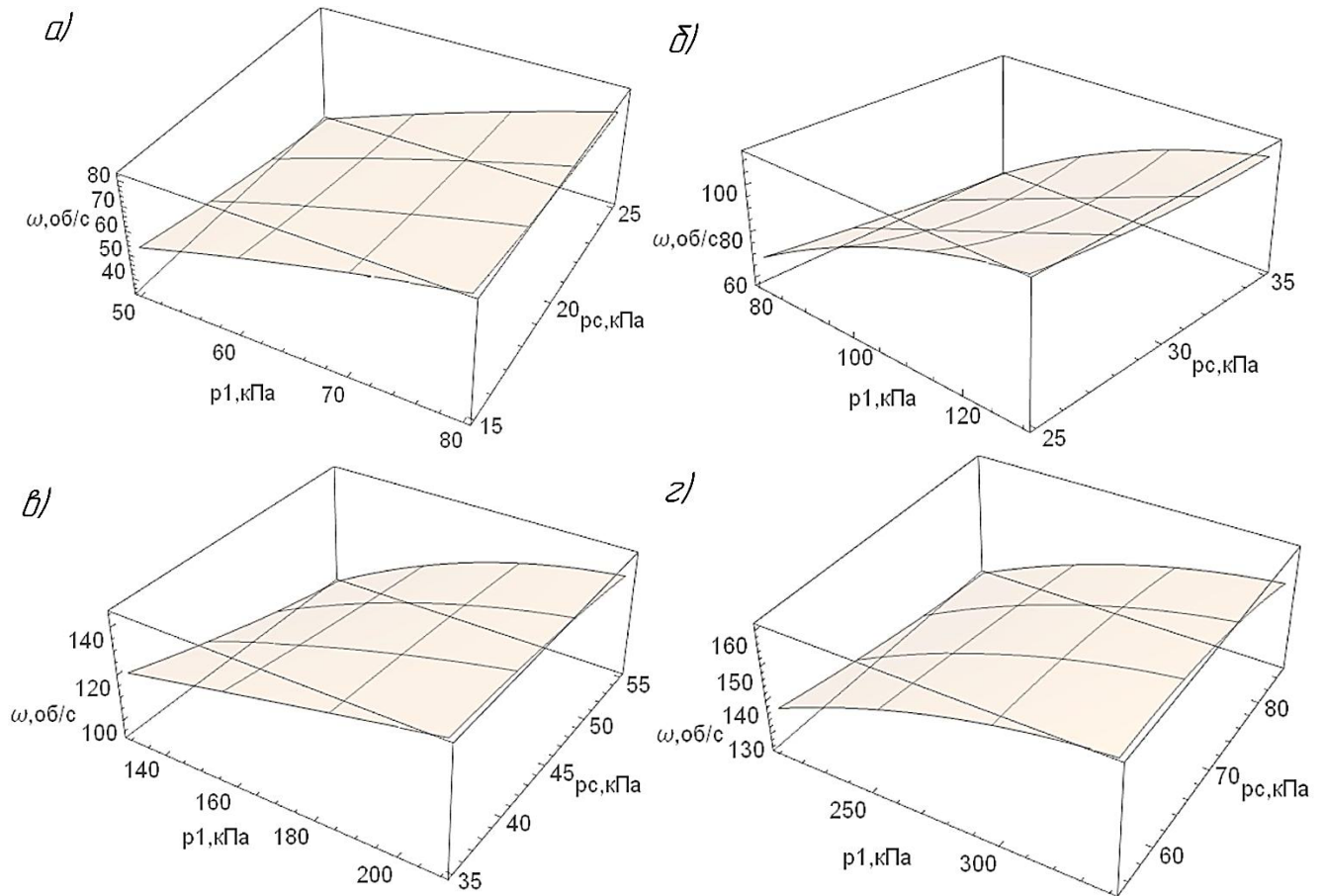


Рисунок 40 – Визуализация полученных зависимостей частоты вращения ротора детандера от давлений до и после детандерного регулятора: а) в диапазоне давлений №1; б) в диапазоне давлений №2; в) в диапазоне давлений №3; г) в диапазоне давлений №4

На основании полученных моделей $\omega^3 = f(p_1, p_c)$ (Таблица 17), при помощи формул (12) и (14), были рассчитаны модели приведенного к нормальным условиям объемного расхода воздуха через детандер $Q_d^3 = f(p_1, p_c)$ и его мощности $N_d^3 = f(p_1, p_c)$ (Приложение Г). Исходные данные для моделирования были приняты в соответствии с таблицей (Таблица 4). Визуализация полученных зависимостей мощности детандера и расхода газа через него представлены на графиках (Рисунок 41).

Так как давления p_1 и p_c на экспериментальной установке снимались не непосредственно до и после детандера, то давления на входе камеры нагнетания p_H было принято с учетом потерь во впускных каналах по формуле (10), на выходе камеры выхлопа – аналогично

$$p_B = p_C + \Delta p_{BK},$$

где $\Delta p_{\text{БК}} = \frac{\xi_{\text{в}} z_{\text{в}} R T_{\text{с}} G_{\text{в}}^2}{2 p_{\text{с}} f_{\text{с}}^2}$ – потери давления в выхлопном канале детандера.

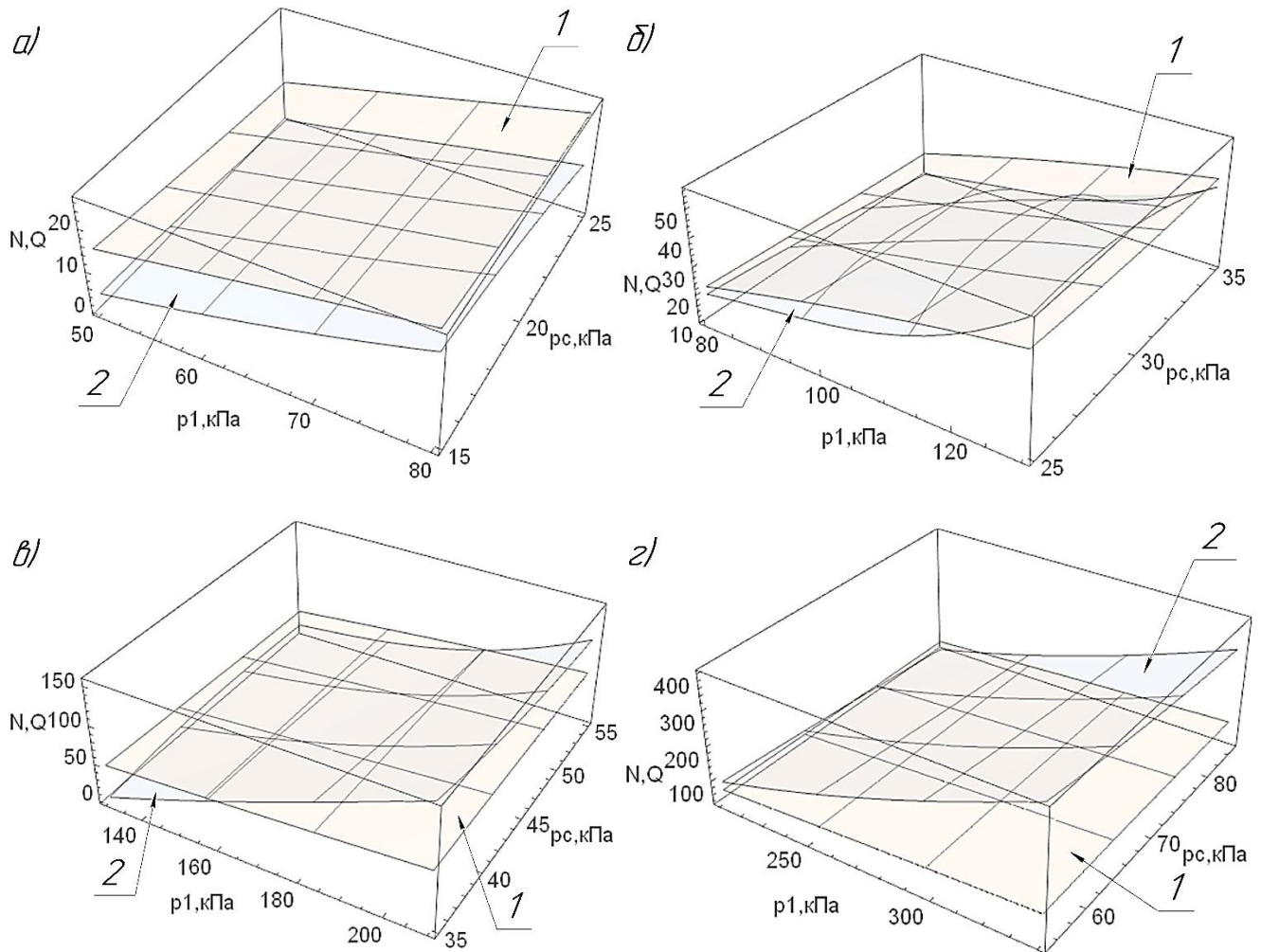


Рисунок 41 – Визуализация полученных зависимостей:

1 – расхода газа через детандер; 2 – мощности детандера.

а) в диапазоне давлений №1; б) в диапазоне давлений №2; в) в диапазоне давлений №3; г) в диапазоне давлений №4

3.3. Анализ эффективности применения способа редуцирования с использованием детандера объёмного типа на основе экспериментальных зависимостей

По полученным в предыдущем разделе зависимостям (Таблица 17, Приложение Г) были произведены расчет и сравнение эффективностей утилизации энергии потока газа объемным детандерным регулятором в двух случаях стабилизации.

Чтобы корректно сравнить два варианта работы линии редуцирования установка частоты стабилизации ω_0 для каждого диапазона были найдены

подстановкой в соответствующие модели $\omega^3 = f(p_1, p_c)$ среднего для каждой из них значения p_1 , а вместо p_c выбранной уставки выходного давления p_0 , увеличенной на 20%. Это увеличение связано с необходимостью оставить запас по давлению перед традиционным РД. Таким образом, уставки частоты будут равны соответственно: 1. $\omega_0 = 62,59$ об/с; 2. $\omega_0 = 83,87$ об/с; 3. $\omega_0 = 129,50$ об/с; 4. $\omega_0 = 150,45$ об/с. В качестве уставок выходного давления p_0 были приняты минимальные значения p_c для каждого диапазона.

Из полученных регрессионных моделей $\omega^3 = f(p_1, p_c)$, путем решения уравнений $\omega^3 = \omega_0$ относительно p_c , были получены функции зависимостей давления за детандером от давления до него $p_c^\omega = f(p_1)$ в случае стабилизации частоты, а также, путем подстановки p_0^ω вместо p_c , были получены функции частоты вращения детандера от давления до него $\omega^{p_c} = f(p_1)$ в случае стабилизации давления за ним (Рисунок 42).

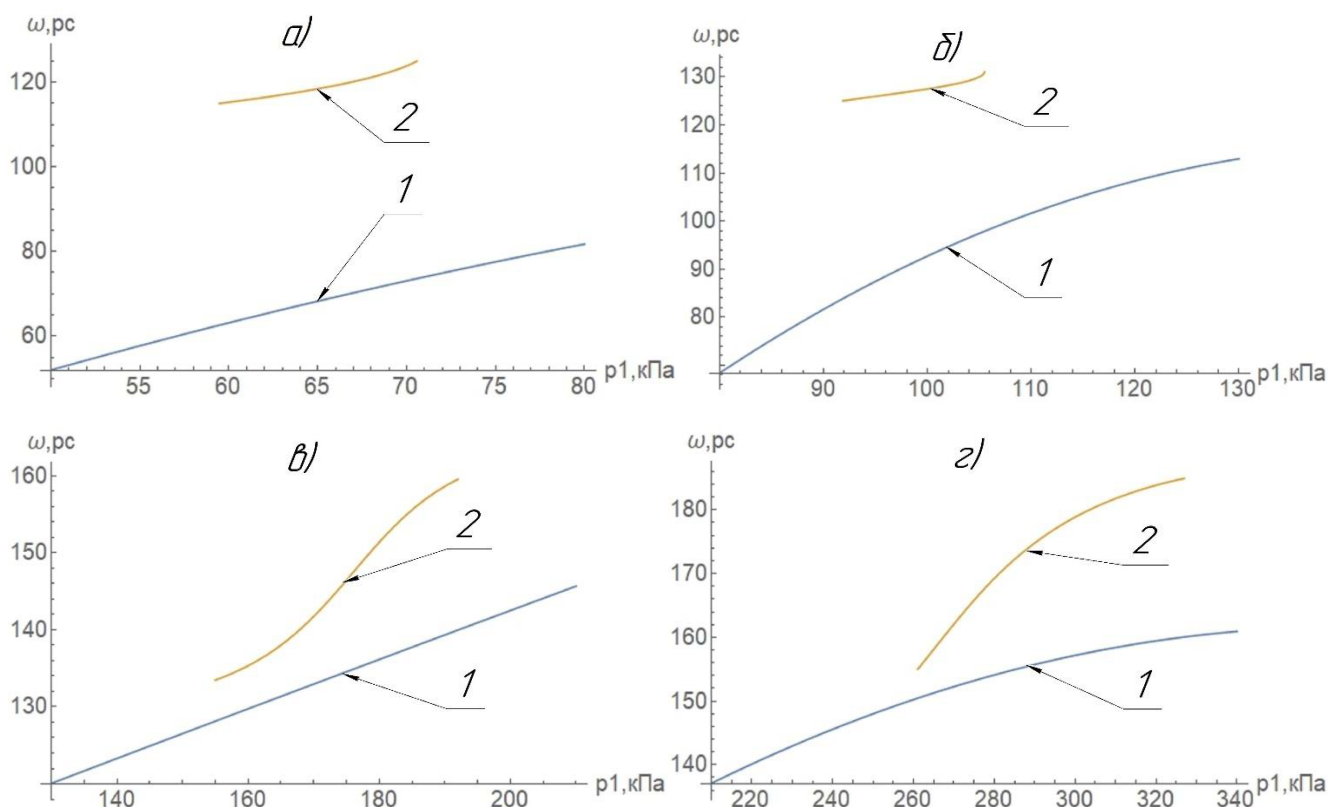


Рисунок 42 – Частота вращения ротора детандера (1) в случае стабилизации давления на выходе и давление на выходе (2) в случае стабилизации частоты вращения в диапазоне давлений: а) №1; б) №2; в) №3; г) №4

При помощи этих функций были найдены функции приведённых объемных расходов $Q_d^\omega = f(p_1)$ и мощностей $N_d^\omega = f(p_1)$ при постоянных частотах, а также расходов $Q_d^{p_c} = f(p_1)$ и мощностей $N_d^{p_c} = f(p_1)$ при постоянных выходных давлениях (Рисунок 43).

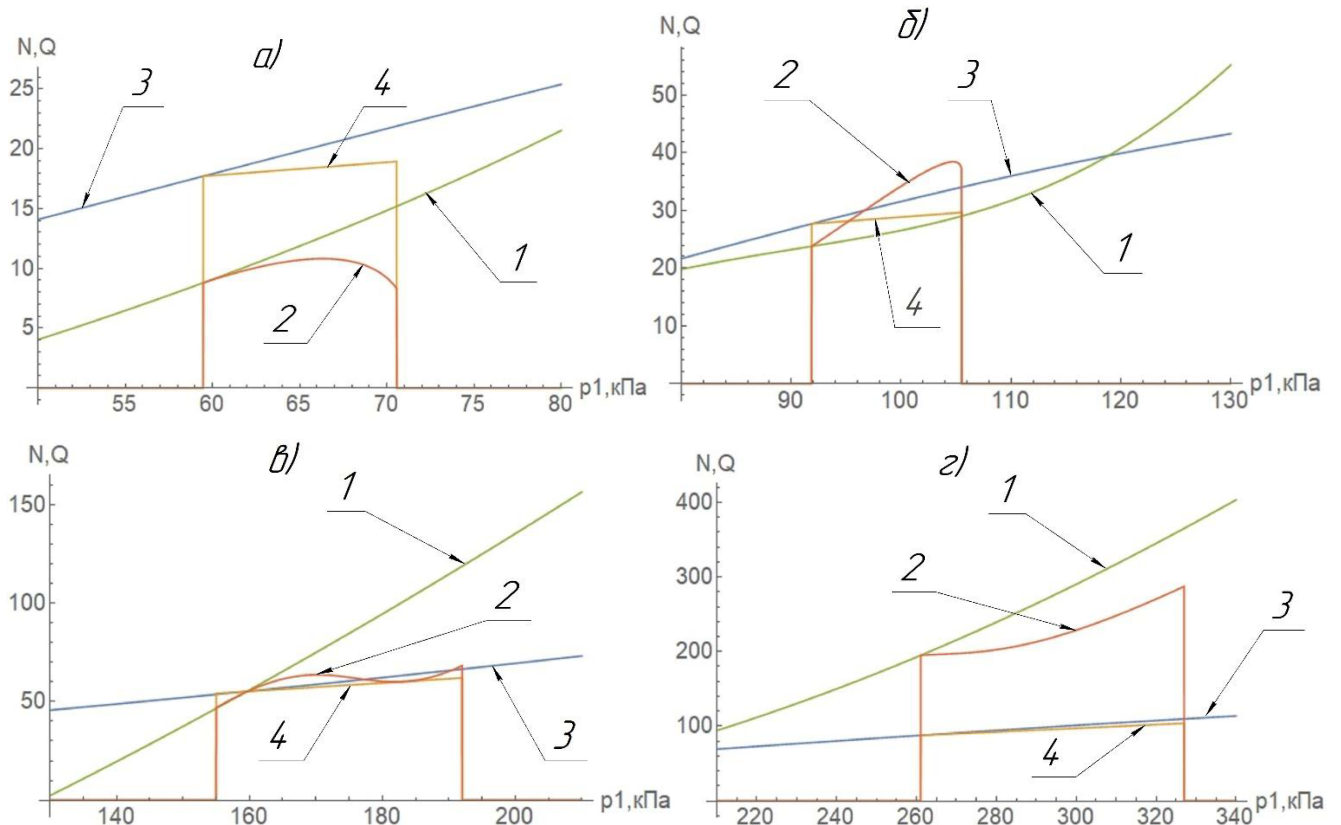


Рисунок 43 – Мощность детандера в случае стабилизации давления на выходе (1), Вт; мощность детандера в случае стабилизации частоты вращения его ротора (2), Вт; приведенный объемный расход газа через детандер в случае стабилизации давления на выходе (3), $\text{нм}^3/\text{ч}$; приведенный объемный расход газа через детандер в случае стабилизации частоты его вращения (4), $\text{нм}^3/\text{ч}$.

а) В диапазоне давлений №1; б) В диапазоне давлений №2; в) В диапазоне давлений №3; г) В диапазоне давлений №4

По графикам (Рисунок 43) видно, что диапазон давлений питающего трубопровода, в котором возможна стабилизация частоты меньше диапазона, в котором возможна стабилизация давления на выходе из пункта редуцирования.

Расход через линию редуцирования складывается из расходов через детандер и регулирующий клапан. Степень открытия регулирующего клапана косвенно показывает, какая часть от общего расхода газа не проходит через детандер. Очевидно, что, несмотря на одинаковые параметры газа до и после пункта

редуцирования, в различных вариантах стабилизации степень открытия клапана для поддержания одного и того же расхода газа будет различной (Рисунок 44).

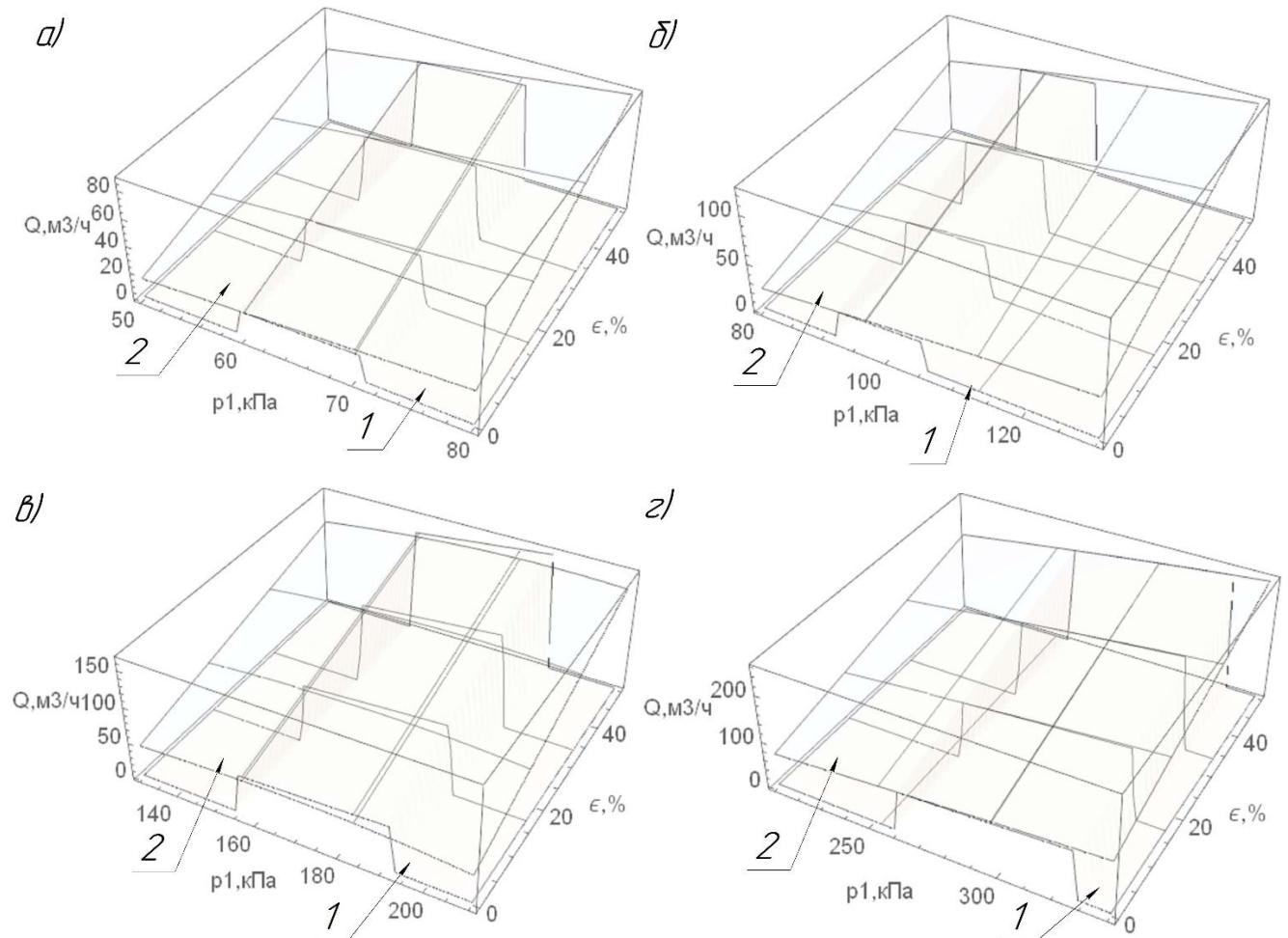


Рисунок 44 – Приведенный расход газа через линию редуцирования в случае стабилизации частоты вращения ротора детандера (1), $\text{м}^3/\text{ч}$; приведенный расход газа через линию редуцирования в случае стабилизации давления на выходе (2), $\text{м}^3/\text{ч}$. В диапазонах давлений: а) №1; б) №2; в) №3; г) №4

Важно отметить, что во время применения регулирующего клапана большое значение играет степень его влияния на регулируемый параметр. Клапан, используемый в экспериментальной установке, несмотря на близкую к линейной заявленную расходную характеристику, до $\epsilon = 50\%$ практически не влияет на регулируемые параметры. Эта особенность означает, что общий расход газа через линию редуцирования не должен падать ниже суммы расхода газа через объемный детандер и через регулирующий клапан, открытый на половину, что существенно снижает долю утилизированной энергии. Для упрощения и наглядности будем

считать, что клапан обладает достаточной для регулирования степенью влияния на всем ходу его штока.

Параметры питания линии редуцирования могут меняться во времени в зависимости от неравномерностей. Для примера, воспользуемся функцией коэффициента сезонной неравномерности отбора газа по месяцам τ , представленной в п. 1.1.

$$K_Q^H = 1,06 + 0,05 \cos\left(\frac{2\pi \cdot 730 \cdot \tau}{8760}\right)$$

и функцией неравномерности давления в магистрали, имеющей обратную фазу

$$K_p^H = 1,1 + 0,025 \cos\left(\frac{2\pi \cdot 730 \cdot \tau}{8760} + \pi\right).$$

Тогда массовый расход газа через ПРГ по месяцам равен

$$G_{\Pi} = K_Q^H \cdot G^{min},$$

где G^{min} – минимальный массовый расход через линию редуцирования, проходящий только через детандер ($K_Q^H = 1$).

Давление питания линии редуцирования ПРГ равно

$$p_1 = K_p^H \cdot p_1^{min},$$

где p_1^{min} – минимально возможное давление питания на входе ПРГ ($K_p^H = 1$).

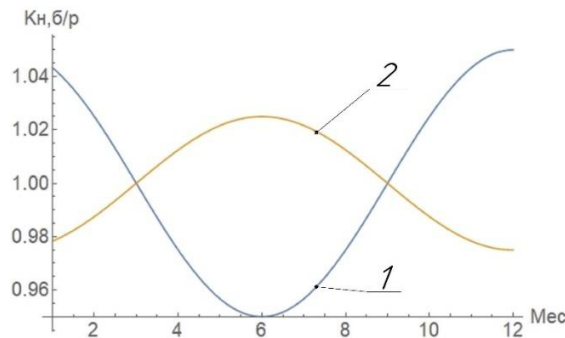


Рисунок 45 – Изменение коэффициента неравномерности отбора газа потребителями по месяцам (1); изменение коэффициента неравномерности давления питающего трубопровода по месяцам (2)

Константы для функций неравномерностей были подобраны таким образом, чтобы оба рассматриваемых варианта работы линии редуцирования бесперебойно функционировали все 12 месяцев.

На основании полученных регрессионных моделей и характера изменения питания (Рисунок 45) может быть рассчитана интегральная мощность за различные периоды времени работы детандера. Общая располагаемая мощность за год, с учетом формулы (1) п. 1.3. равна

$$N_{\text{год}} = \int_1^{12} N d\tau.$$

Утилизированные детандерным регулятором мощности за год (Рисунок 46):
при стабилизации частоты

$$N_{\text{год}}^{\omega} = \int_1^{12} N_{\text{д}}^{\omega} d\tau,$$

при стабилизации давления на выходе из ПРГ

$$N_{\text{год}}^{p_c} = \int_1^{12} N_{\text{д}}^{p_c} d\tau.$$

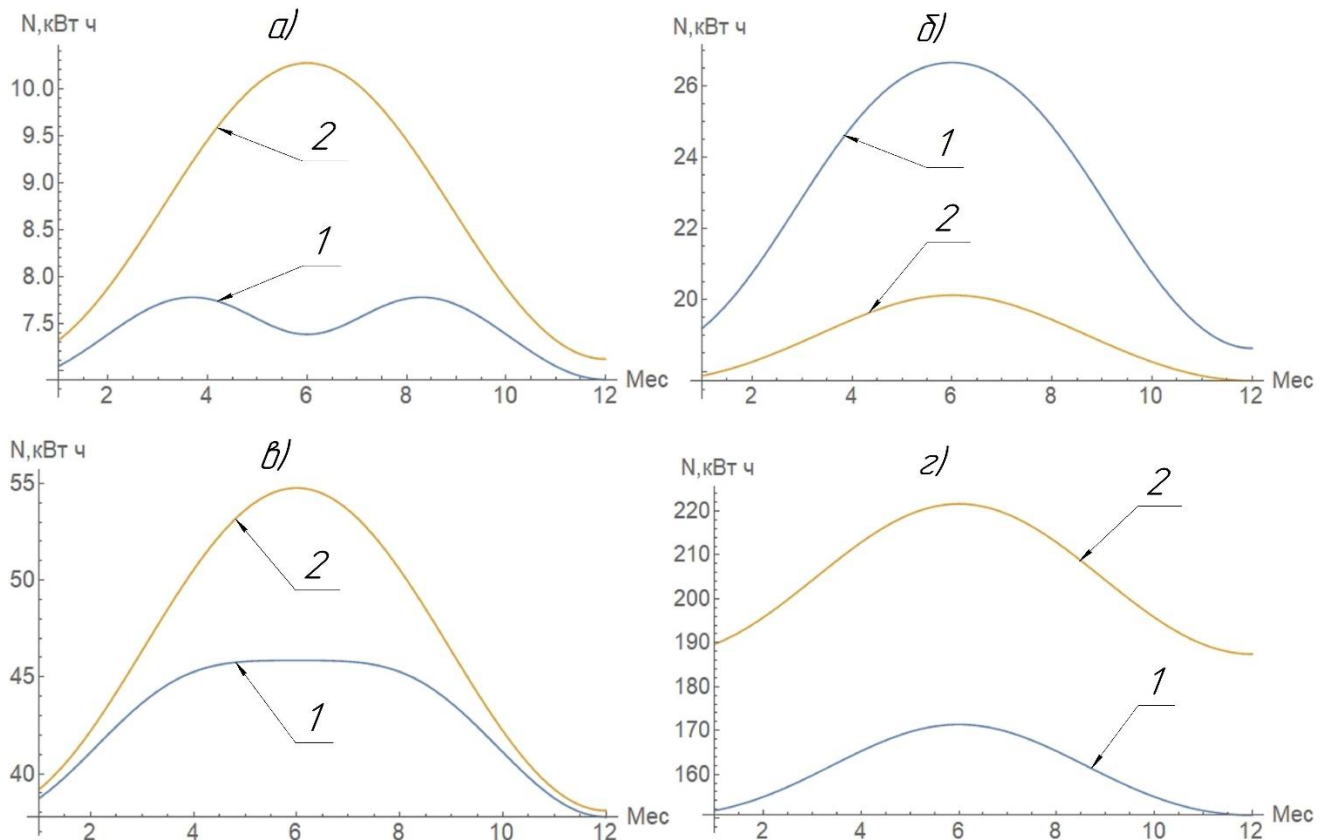


Рисунок 46 – Утилизированная мощность в случае стабилизации частоты вращения ротора детандера (1), кВт · ч; утилизированная мощность в случае стабилизации давления на выходе ГРП (2), кВт · ч

В таблице (Таблица 18) представлены результаты расчетов располагаемых и утилизированных мощностей для всех 4-х изучаемых диапазонов [91]. Видно, что эффективность утилизации при повышении перепада давлений на детандере

растет, причем эффективность выше в случае стабилизации давления на выходе из ПРГ без использования традиционного РД. Отличие результата второго диапазона связано с особенностями полученной регрессионной зависимости.

Таблица 18 – Доступные и утилизированные мощности за год для четырех диапазонов давлений

№	$N_{\text{год}}$	$N_{\text{год}}^{\omega}$		$N_{\text{год}}^{P_c}$	
	кВт·ч	кВт·ч	% от $N_{\text{год}}$	кВт·ч	% от $N_{\text{год}}$
1	1847,400	83,345	4,511	96,932	5,247
2	3585,050	257,769	7,190	208,799	5,824
3	9371,520	481,299	5,136	518,259	5,530
4	22199,700	1798,470	8,101	2264,58	10,201

В целом показатели эффективности утилизации для каждого диапазона давлений и варианта стабилизации (Рисунок 25) могут варьироваться в зависимости от соответствия величин выбранных уставок поддерживаемых параметров уровням неравномерностей (см. п 4.1. и 4.2.). Если, вследствие неравномерностей, величина перепада давлений на ДГР вышла за пределы диапазона, в котором возможно поддержание уставки, то такая система становится неработоспособной. Очевидно, что вариант поддержания давления на выходе из ПРГ системой регулирования ДГР может применяться в более широких диапазонах входных давлений и расходов.

Таким образом, использование объемного детандерного регулятора в качестве основного и единственного регулятора давления природного газа энергетически более оправдано, чем использование его преимущественно в роли утилизационной установки.

Стоит отметить, что исследования проводились с использованием пластинчатой расширительной машины, не предназначенной для эксплуатации в изучаемых диапазонах давлений и расходов. Однако, несмотря на это, для удовлетворения нужд ШРП в электроэнергии (см. п. 1.2.) достаточно количества энергии, утилизированной даже в худшем случае питания детандера (экспериментальный диапазон №1).

3.4. Выводы

1. На основании полученных экспериментальным путем регрессионных зависимостей была подтверждена эффективность применения предложенного способа редуцирования и разработанных автором устройств в диапазонах малых расходов и перепадов давлений, в том числе при течении газа в нестационарных условиях.

2. Экспериментально доказано, что при помощи детандерного регулятора можно утилизировать энергию природного газа в количествах достаточных для удовлетворения потребностей пунктов редуцирования и ЭХЗ.

3. Использование объемного детандерного регулятора в качестве основного и единственного регулятора давления энергетически более выгодно, чем его преимущественное использование в роли утилизационной установки.

4. Эффективность утилизации в каждом диапазоне давлений и для различных вариантов работы системы стабилизации могут варьироваться в зависимости от соответствия величин выбранных уставок поддерживаемых параметров определенным уровням неравномерностей.

ГЛАВА 4. МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ПРОЦЕССА РЕДУЦИРОВАНИЯ В ДЕТАНДЕРНОМ РЕГУЛЯТОРЕ ОБЪЁМНОГО ТИПА

В условиях неравномерностей отбора газа потребителями для обеспечения эффективности утилизации энергии потока газа детандерным регулятором необходимо определить величины рабочего объема детандера и частоты вращения его ротора, которые обеспечивают максимальное количество утилизированной энергии за рассматриваемый период (п. 4.2.). Для их расчета требуется использовать зависимость частоты вращения ротора детандера от его радиуса и давлений до и после него, которая была получена на основании результатов виртуального эксперимента (п. 4.1.), проведенного по полученной математической модели (37).

4.1. Численный виртуальный эксперимент по разработанной математической модели

Для получения зависимости $\omega^T = f(p_1, p_c, r_0)$ был проведен полный трехфакторный эксперимент для трехуровневых факторов с учетом эффекта их взаимодействия. Теория аналогична представленной в параграфе 3.2., однако, из-за введения дополнительного фактора количество основных опытов было увеличено до 27 штук. Условия эксперимента изложены в ниже (Таблица 19).

Таблица 19 – Условия эксперимента и результаты кодирования факторов

Фактор	Уровень факторов в натуральном масштабе, X_j	Код уровней, F_j	x_j	z_j	Формулы кодирования
p_1 , кПа	100	0	-1	1	$x_1 = \frac{1}{100}(X_1 - 200)$ $z_1 = 3(x_1^2 - 2/3)$
	200	1	0	-2	
	300	2	1	1	
p_c , кПа	2	0	-1	1	$x_2 = \frac{1}{14}(X_2 - 16)$ $z_2 = 3(x_2^2 - 2/3)$
	16	1	0	-2	
	30	2	1	1	
r_0 , м	0,020	0	-1	1	$x_3 = 66\frac{2}{3}(X_3 - 0,035)$ $z_3 = 3(x_3^2 - 2/3)$
	0,035	1	0	-2	
	0,050	2	1	1	

Диапазон давлений за детандерным регулятором был выбран исходя из предположения использования его в качестве основного и единственного регулятора давления, то есть непосредственно для поддержания на выходе давлений настройки ПРГ (п. 1.1.). Диапазон радиусов ротора детандера был выбран из соображений компактности и предположений о необходимом количестве утилизируемой мощности. Кодирование факторов было выполнено по формулам (39,40). Матрица планирования имеет вид, представленный в Приложении Д.

Экспериментальные значения объединены и представлены в таблице (Таблица 20).

Таблица 20 – Экспериментальные и расчетные значения частоты вращения ротора детандера

№ эксперимента	Значения частоты вращения	
	Экспериментальные	Расчетные
1	97,98	98,21
2	142,11	142,12
3	170,01	170,25
4	88,37	88,04
5	136,49	136,18
6	167,17	166,82
7	77,77	77,87
8	129,95	130,24
9	163,28	163,39
10	52,73	52,58
11	75,41	75,72
12	91,74	91,48
13	47,62	47,59
14	73,15	73,17
15	89,44	89,63
16	42,41	42,59
17	70,93	70,61
18	87,73	87,79
19	28,42	28,59
20	41,05	40,87
21	50,30	50,37
22	26,00	25,83
23	40,00	39,98
24	49,59	49,62
25	23,08	23,07
26	38,89	39,09
27	48,98	48,87

Дисперсия эксперимента была рассчитана по дополнительным опытам в центре плана (Таблица 21) по формуле (41).

Таблица 21 – Результаты дублирования опыта в центре эксперимента

№ дубля	$Y_{ог}$	\bar{Y}_0
1	73,15	73,19
2	73,52	
3	72,90	
4	73,30	
5	73,10	
6	73,15	

Доверительный интервал коэффициентов регрессии был найден по формуле (43). Значимыми коэффициентами из 27-и являются только 16. С учетом этого полученная зависимость в кодовом масштабе имеет вид

$$y = 79,65 + 24,10x_1 - 3,71x_2 - 45,94x_3 - 1,73x_1^2 + 4,76x_3^2 + 1,98x_1x_2 - 13,75x_1x_3 + 2,52x_2x_3 - 1,18x_1x_2x_3 - 0,29x_1^2x_2 + 1,08x_1^2x_3 + 1,54x_1x_3^2 - 0,29x_2x_3^2 - 0,11x_1^2x_3^2 + 0,20x_1x_2x_3^2.$$

Так как число значимых коэффициентов менее числа основных опытов, то проверка адекватности полученной модели была проведена по критерию Фишера (44) (Таблица 20, Таблица 22). Проверка подтвердила адекватность полученной регрессионной модели.

Таблица 22 – Расчетные данные регрессионного анализа

Показатель	Значение
Дисперсия эксперимента S_y^2	0,0432
Число степеней свободы f_1	5
Дисперсия коэффициентов S_b^2	0,0016
$t_{0,05,5}S_b$	0,103
Дисперсия адекватности $S_{ад}^2$	0,0954
Число степеней свободы f_2	11
Критическое значение критерия Фишера $F^{кр}$	4,704
Расчетное значение критерия Фишера $F^{расч}$	2,208

Для перехода от модели в кодовом масштабе к модели в натуральном были использованы представленные выше формулы кодирования. После замены всех x_1^2 , x_2^2 и x_3^2 через z_1 , z_2 и z_3 и раскодирования факторов была получена искомая модель (Таблица 23, Рисунок 47).

Таблица 23 – Полученная зависимость частоты вращения радиуса ротора детандера

Полученная регрессионная зависимость
$\omega^T = 73,95 - 0,0011p_c^2 - 2206,92r_0 + 18965,44r_0^2 + p_c(-2,039 + 69,52r_0 - 660,59r_0^2) + p_1^2(-0,0017 + 0,051r_0 - 0,42r_0^2) + p_1(1,39 + 0,0000053p_c^2 - 40,92r_0 + 342,67r_0^2 + p_c(0,0053 - 0,19r_0 + 1,94r_0^2))$

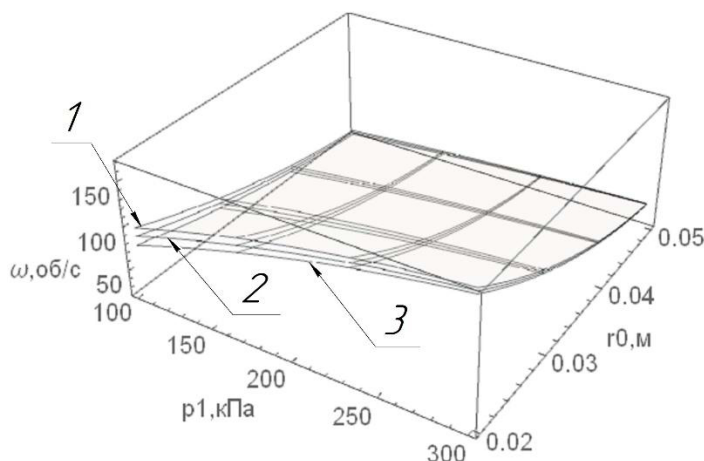


Рисунок 47 – Частота вращения ротора детандера в зависимости от его радиуса и давления до детандерного регулятора для трёх уровней давлений за ним:

1 – $p_c = 2$ кПа; 2 – $p_c = 16$ кПа; 3 – $p_c = 30$ кПа

На основании полученной модели $\omega^T = f(p_1, p_c, r_0)$, с помощью формул (12) и (14), а также параметров детандера, представленных в разделе 2.3. (Таблица 4), были рассчитаны модели приведенного объемного расхода воздуха через детандер $Q_D^T = f(p_1, p_c, r_0)$ и его мощности $N_D^T = f(p_1, p_c, r_0)$ (Рисунок 48).

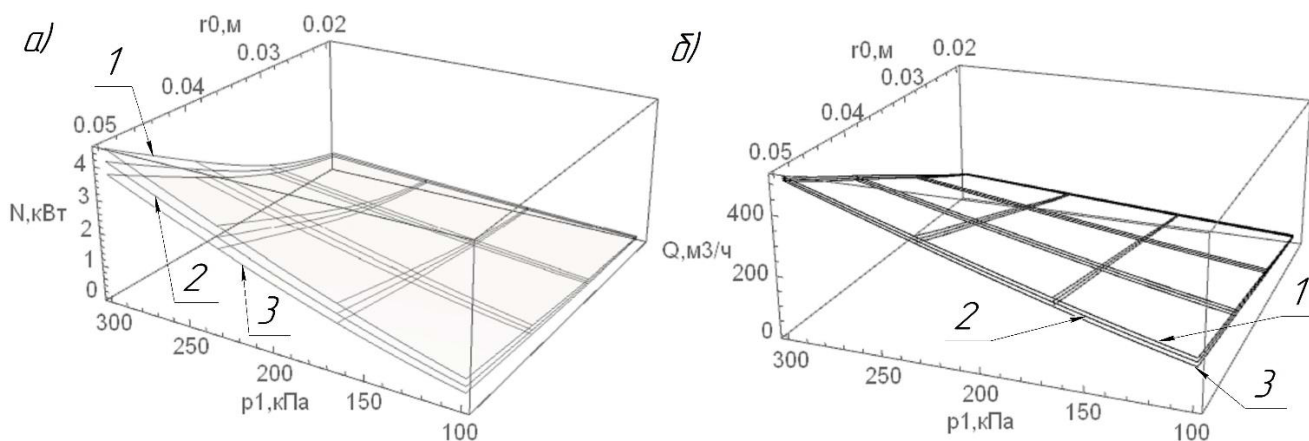


Рисунок 48 – а) Мощность детандера в зависимости от радиуса его ротора и входного давления. б) Расход через детандер в зависимости от радиуса его ротора и входного давления.

Графики представлены для трёх уровней давлений за детандерным регулятором:

1 – $p_c = 2$ кПа; 2 – $p_c = 16$ кПа; 3 – $p_c = 30$ кПа

С помощью регрессионной модели (Таблица 23) был произведен расчет величины отклонения частоты вращения ротора детандера при создании возмущения в виде ступенчатого изменения давления на входе или выходе из ПРГ. Расчет производился согласно формуле

$$d\omega^T = \frac{\omega^T(p'_1, p'_c, r'_0)}{\omega^T(p_1, p_c, r_0)},$$

где p'_1, p'_c, r'_0 - значения факторов регрессии в момент возмущения.

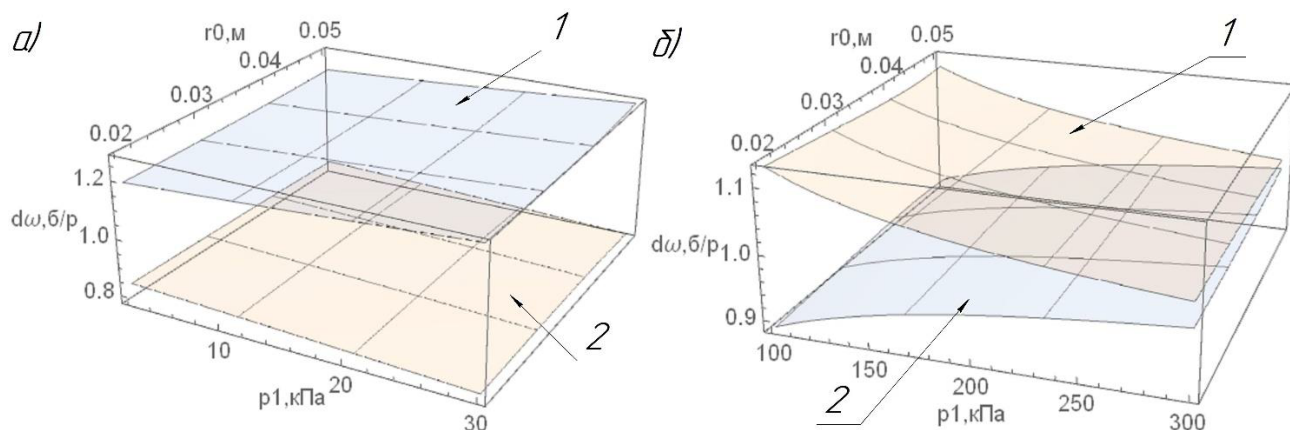


Рисунок 49 – а) Величина отклонения частоты вращения ротора детандера при изменении давления до ПРГ: 1 – при повышении от 200 кПа до 300 кПа; 2 – при понижении с 300 кПа до 200 кПа.

б) Величина отклонения частоты вращения ротора детандера при изменении давления после ПРГ: 1 – при понижении от 30 кПа до 16 кПа; 2 – при повышении с 16 кПа до 30 кПа

Очевидно, что изменение входного давления оказывает более существенное воздействие на частоту вращения ротора детандера, чем изменение выходного. При этом влияние возмущений выше в тех случаях где ниже перепад давлений на детандере. При меньшем перепаде целесообразнее использовать детандер с меньшим рабочим объемом, а при большем – наоборот.

4.2 Методика определения радиуса ротора детандера и частоты его вращения в нестационарных условиях

Один из наиболее важных параметров детандерного регулятора объемного типа – это рабочий объем. Определяющим параметром рабочего объема является радиус ротора детандера, через который, на основании закономерностей и рекомендаций [72], рассчитываются все остальные параметры.

Процесс редуцирования в течение года не является стационарным (см. п.1.1.): изменяющиеся факторы влияют на количество утилизируемой детандером энергии, то есть изменяют его мощность. Мощность детандера зависит от его рабочего объема, а значит и от радиуса его ротора.

Различные неравномерности в питании детандера можно сгладить системой стабилизации, однако, на стадии проектирования выгоднее выбрать такой рабочий объем, который бы обеспечивал максимизацию утилизированной мощности без учета стабилизации. В дальнейшем это облегчит регулирование и повысит его качество.

Таким образом, существует радиус ротора детандера объемного типа, обеспечивающий поддержание давления на выходе ПРГ в требуемом диапазоне при максимизации количества утилизированной энергии потока газа за определенный период времени с учетом неравномерностей изменения давлений до и после пункта редуцирования.

Если задаться прогнозной функцией изменения давления питания за год (Рисунок 50) в соответствии с соотношением

$$K_p^H = 1,0 + 0,025 \cos\left(\frac{2\pi \cdot 730 \cdot \tau}{8760} + \pi\right),$$

зависящим от месяца τ , то можно разделить рассматриваемое время работы детандерного регулятора на время с наилучшими условиями питания, когда возможна максимальная вырабатываемая мощность $N_d \rightarrow \max$, и на время с наихудшими условиями, когда произойдет снижение расхода газа через детандерный регулятор и потребуются повысить эффективность утилизации энергии потока газа $\eta_d \rightarrow \max$.

Адиабатный коэффициент полезного действия детандера (Рисунок 51) равен

$$\eta_d = \frac{N_d}{N_{\text{потр}}^{\text{ад}}}, \quad (44)$$

где $N_{\text{потр}}^{\text{ад}} = \frac{z_{\text{ср}} k p_{\text{н.у.}}}{(k-1) T_{\text{н.у.}}} T_1 \left(1 - \left(\frac{p_c}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right) Q_d$ – теоретическая потребляемая мощность детандера.

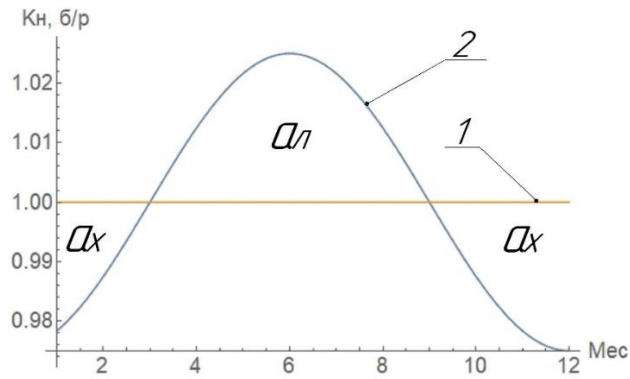


Рисунок 50 – Неравномерность изменения давления на входе в пункт редуцирования: 1 – среднее значение коэффициента неравномерности за период; 2 – функция изменения коэффициента неравномерности от времени

Зависимости мощности (12) и адиабатного КПД (44) от частоты вращения ротора детандера имеют максимумы (Рисунок 51). Максимуму мощности соответствует частоты ω_N , а максимуму КПД – ω_η .

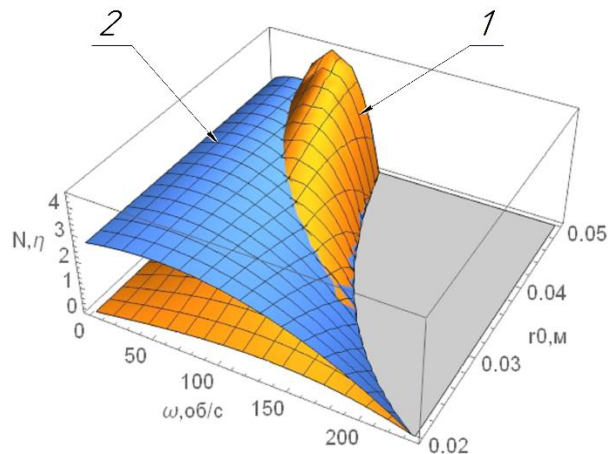


Рисунок 51 – Зависимости: 1 – мощности; 2 – адиабатного КПД ($\cdot 10^{-4}$) от частоты вращения и радиуса ротора детандера при $p_1, p_c = const$.

Для максимизации утилизируемой детандером мощности за год при изменяющихся условиях питания детандера была использована обобщенная функция максимизации (Рисунок 52)

$$N_{об} = a_l \frac{N_d^{a_l}}{N_d^{Nmax}} + a_x \frac{N_d^{a_x}}{N_d^{\eta max}} \rightarrow max,$$

где $N_d^{a_l}$ и $N_d^{a_x}$ – соответственно вырабатываемые мощности детандерного регулятора в случаях «лучшего» и «худшего» питания; N_d^{Nmax} и $N_d^{\eta max}$ – соответственно нормированные вырабатываемые мощности, рассчитываемые по формуле (12) при ω_N и ω_η ; $a_l = \int (f(t) - K_M^0)$ и

$a_x = \int (K_M^0 - f(t))$ – соответственно коэффициенты веса, учитывающие продолжительность и величину отклонения от среднего значения (Рисунок 50).

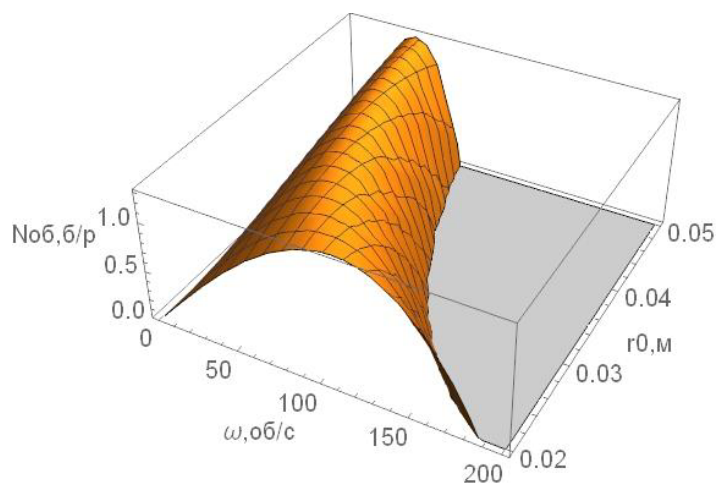


Рисунок 52 – Зависимость обобщенной целевой функции от частоты вращения и радиуса ротора детандера

Максимум целевой функции $N_{об}$ (Рисунок 52) соответствует частоте вращения $\omega_{об}$ (Рисунок 53).

Так как давление на выходе ПРГ необходимо поддерживать в заданном диапазоне, частота вращения ротора детандера без применения системы стабилизации будет варьироваться в зависимости от давления до и после ПРГ. Соответственно, существуют: максимально возможная частота ω_{max} , при минимально допустимом давлении на выходе из ПРГ и максимальном прогнозном давлении на входе, а также минимально возможная частота ω_{min} , при максимальном допустимом давлении на выходе из ПРГ и минимальном прогнозном давлении на входе (Рисунок 53). Так же существует их средняя частота ω_{cp} . Их зависимости от радиуса ротора детандера были найдены (Таблица 24), используя полученную ранее регрессионную модель ω^T (Таблица 23) в рассматриваемом диапазоне давлений (Таблица 19).

Таблица 24 – Минимальная, максимальная и средняя возможные частоты вращения ротора

Параметр	Зависимость
ω_{max} , об/с	$273,88 - 8068,29r_0 + 68220,39r_0^2$
ω_{min} , об/с	$259,02 - 7615,78r_0 + 64269,065r_0^2$
ω_{cp} , об/с	$266,45 - 7842,039r_0 + 66244,72r_0^2$

Пересечением средней возможной частоты вращения $\omega_{\text{ср}}$ и частоты, полученной при помощи обобщенной функции, $\omega_{\text{об}}$ является точка рекомендуемого радиуса ротора детандера объемного типа, обеспечивающего максимизацию утилизируемой энергии за рассматриваемый период (Рисунок 53).

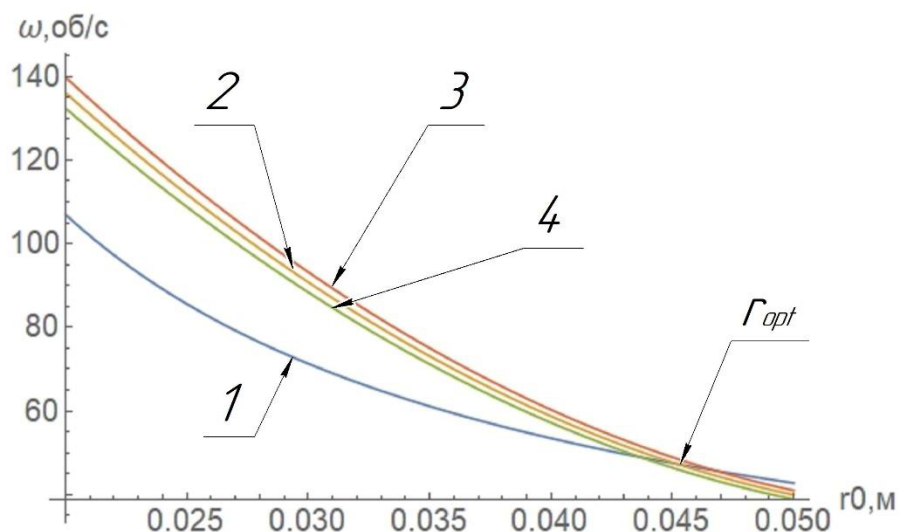


Рисунок 53 – Зависимости: 1 – средней частоты вращения, как решения целевой функции; 2 – средней частоты вращения, построенной на основе допустимых отклонений выходного давления; 3 – частоты вращения в лучших условиях питания; 4 – частоты вращения в худших условиях питания

Для варианта стабилизации частоты вращения ротора детандера его системой регулирования (Рисунок 25а) полученное на пересечении значение частоты следует использовать в качестве уставки; для варианта стабилизации давления (Рисунок 25б) – следует считать средним за рассматриваемый срок.

4.3. Технико-экономический анализ эффективности применения способа редуцирования с использованием детандеров объёмного типа в системе газораспределения

ПРГ эксплуатируются газораспределительными организациями (ГРО), имеющими низкую рентабельность. Для примера, в Санкт-Петербурге электропотребляющих ПРГ насчитывается более 300 штук, а установок ЭХЗ до 2500 штук. В дальнейшем ожидается оснащение системами телеметрии всех ПРГ, а значит количество электрифицированных ГРП возрастет в 2 раза.

Предлагаемые регулируемые ДГР объемного типа конкурентоспособны в диапазоне мощностей до 4 кВт. Большую мощность целесообразнее получать за счет турбодетандеров в ПРГ с большими расходами газа и перепадами давлений.

Вариант использования системы регулируемого детандер-генератора объемного типа для редуцирования и попутной утилизации энергии потока газа для электроснабжения систем телеметрии, телемеханики, освещения и ЭХЗ позволит отказаться от необходимости использования традиционных РД и подключения к линиям электропередач (ЛЭП) или периодической перезарядки аккумуляторов обслуживающим персоналом.

Несмотря на пункт 87 Постановления правительства РФ от 29.12.2011 N 1178 (ред. от 30.06.2018) «О ценообразовании в области регулируемых цен (тарифов) в электроэнергетике» [92], реальное подключение ПРГ к ЛЭП может повлечь за собой существенные финансовые и временные затраты [17, 52].

Был проведен технико-экономический анализ, исходные данные для которого были приняты на примере созданной автором экспериментальной установки (Таблица 25). Экспериментальная установка была сделана маломощной (200 Вт), что позволило упростить эксплуатацию, но повысило стоимость комплектующих из-за непопулярных нестандартно малых величин характеристик. Кроме этого, большая часть оборудования иностранного производства.

Таблица 25 – Исходные данные для расчета

Наименование затрат	Стоимость, руб
проектные работы	100000
детандер	30 000
генератор	20 000
преобразователь частоты	10 000
аккумулятор	10 000
регулирующий клапан с электроприводом	4 0000
датчик выходного давления газа	8 000
ПИ-регулятор	8 000
блок питания	5 000
вспомогательные оборудование и материалы	5 000
доставка, монтаж, наладка	15 000
Всего инвестиций	249 000
обслуживание руб./год	5 000

Использование ДГР как автономного источника питания в рассматриваемом случае является вариантом электроснабжения ПРГ, так как продажи электроэнергии во внешнюю сеть не предусматривается. Поэтому была рассчитана экономия затрат.

ГРП относится к потребителям с низким уровнем напряжения (НН) первой ценовой категории с мощностью до 150 кВт, по состоянию на июль 2018 г. стоимость 1 кВт·ч равна 5,99 руб. без НДС [93], при этом наблюдается тенденция к дальнейшему росту тарифов.

Приняв, что тариф на электроэнергию будет расти в среднем на 4,0 % в год, стоимость эксплуатационных затрат, соразмерно с инфляцией, – так же на 4,0 % в год [94], то чистые дисконтированные денежные потоки (ЧДД), при высокой норме дисконта 20%, будут соотноситься как показано на графике (Рисунок 54). ЧДД рассчитывался по формуле

$$\text{ЧДД} = \sum_{\tau=0}^n \frac{\text{ДП}_{\tau}}{(1+E)^{\tau}},$$

где τ – номер года; ДП_{τ} – денежные потоки в определенный год; E – норма дисконта.

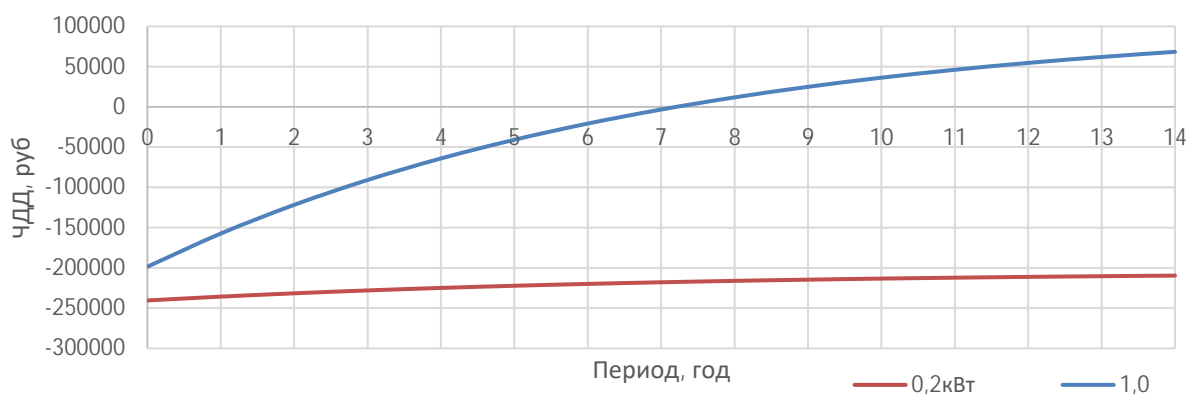


Рисунок 54 – Чистые дисконтированные денежные потоки электроснабжения ПРГ при помощи объемного детандерного регулятора

По графику (Рисунок 54) видно, что электроснабжение при помощи ДГР 0,2 кВт, являясь статьей затрат ГРО, не приносит прибыли. Однако, в отличие от централизованного электроснабжения по ЛЭП, с течением времени стоимость электроэнергии, вырабатываемой ДГР, сокращается. Кроме этого, она является менее восприимчивой к внешним экономическим факторам.

Если учесть, что при росте мощности детандера его стоимость растет не существенно, высокоточное позиционирование положения клапана не требуется, а иностранные составляющие можно заменить отечественными, то при тех же стоимостях проектных работ, оборудования и эксплуатационных затрат, но при мощности детандера 1 кВт, проект электроснабжения ГРП при помощи ДГР не только сократит расходы на электроэнергию, но и, через 7 лет, образует эффект дохода (Рисунок 54), за счет которого уже можно будет сокращать затраты по другим статьям расходов ГРО.

Показатели проекта электрификации ГРП с использованием ДГР 1 кВт за 15 лет: ЧДД – 68 424,75 руб; период окупаемости – 7 лет; индекс доходности – 0,28; внутренняя норма доходности – 27,42%.

Если оснастить такими ДГР 300 штук ГРП, то для ГРО результат составит 20 527 423,97 рублей.

В заключение можно сказать, что, вне зависимости от мощности ДГР, если ежегодные эксплуатационные затраты ДГР ниже стоимости покупки внешней электроэнергии и (или) стоимость его установки на ГРП ниже стоимости подведения ЛЭП, то вариант ДГР является более выгодным для ГРО. А для случая, когда подключение ЛЭП невозможно, – практически безальтернативным.

4.4. Выводы

1. Разработана методика расчета радиуса ротора детандера объемного типа и частоты его вращения, обеспечивающих поддержание давления на выходе из пункта редуцирования при максимизации количества утилизированной энергии потока газа за определенный период с учетом неравномерности изменения давлений до и после пункта редуцирования.

2. Выполнен технико-экономический анализ эффективности применения способа редуцирования ПРГ с использованием детандер-генераторного регулятора объёмного типа, который показал, что проект электрификация ГРП при помощи ДГР 1 кВт имеет срок окупаемости – 7 лет, индекс доходности – 0,28.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведения диссертационных исследований была решена народно-хозяйственная задача, имеющая важное значение в области газораспределения. Научные результаты, выводы и рекомендации заключаются в следующем:

1. На основе выполненного анализа современного состояния эксплуатации пунктов редуцирования (ПРГ), с учётом выявленной необходимости совершенствования процесса понижения давления в нестационарных условиях газораспределения при перепадах давлений 0,025... 0,295 МПа и расходах 10 ... 500 $\text{м}^3/\text{ч}$, обосновано применение способа редуцирования природного газа с помощью детандер-генераторных регуляторов объёмного типа (ДГР) и разработаны устройства для его реализации (патент РФ 2620624, заявка на получение патента РФ №2017141301 от 27.11.2017).

2. Разработана математическая модель процесса редуцирования газа в ДГР при условиях нестационарного режима отбора газа и изменения давления питающего трубопровода, позволяющая определять устойчивость функционирования ДГР, газодинамические характеристики газового потока, геометрические параметры элементов объёмного детандера и эффективность утилизации энергии природного газа.

3. На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований были получены аналитические зависимости, устанавливающие связь между величинами давлений газа до p_1 и после ПРГ p_c , его расхода Q_d^T , утилизированной мощности N_d^T , частоты вращения ω^T и радиуса ротора r_0 ДГР, позволяющие определять основные характеристики ДГР с учётом требуемых параметров редуцирования.

4. Разработана методика определения технологических параметров редуцирования газового потока, основанная на использовании обобщённой функции максимизации мощности утилизации ДГР, с учётом адиабатного КПД, неравномерностей потребления природного газа, радиуса ротора детандера и

частоты его вращения, обеспечивающих эффективность утилизации энергии потока газа в диапазоне мощностей от 0,02 кВт до 4,0 кВт.

5. Выполнен технико-экономический анализ эффективности применения способа редуцирования с помощью ДГР в системе газораспределения, который показал, что проект электрификация ПРГ при помощи ДГР 1 кВт имеет срок окупаемости – 7 лет, индекс доходности – 0,28.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

- ГРО – газораспределительная организация;
- ГРП – газорегуляторный пункт;
- ДГА – детандер-генераторный агрегат;
- ДГР – детандер-генераторный регулятор;
- ДП_т – денежный поток;
- ИД – индекс доходности;
- ЛЭП – линии электропередач;
- ПЗК – предохранительный запорный клапан;
- ПРГ – пункт редуцирования газа;
- ПСК – предохранительный сбросной клапан;
- ПФЭ – полный факторный эксперимент;
- РД – регулятор давления;
- РК – регулирующий клапан;
- ЧДД – чистый дисконтированный поток;
- α – уровень значимости;
- α_1, α_2 – соответственно скорости течения газа на входе и на выходе из пункта редуцирования;
- β – величина ступенчатого изменения отбора газа потребителями;
- γ – угол между двумя соседними лопатками детандера;
- ϵ – степень открытия регулирующего клапана;
- η_d – внутренний коэффициент полезного действия детандера;
- $\eta_{эм}$ – электромеханический коэффициент полезного действия;
- λ – коэффициент потерь на трение по длине;
- $\mu_n, \mu_b, \mu_{рк}, \mu_{п}$ – соответственно коэффициенты расхода газа в полость нагнетания детандера, из полости выхлопа, через регулирующий клапан и в трубопровод потребителей;
- $\nu_{ст}$ – коэффициент кинематической вязкости газа при стандартных условиях;
- ξ – коэффициент местного сопротивления;
- $\xi_n, \xi_b, \xi_{п}$ – соответственно коэффициенты местных сопротивлений впускных и выхлопных каналов детандера, а также выходных трубопроводов пункта редуцирования;
- $\rho_g, \rho_1, \rho_{ст}$ – соответственно плотность газа, плотность газа на входе в пункт редуцирования и при стандартных условиях;
- ρ_l – плотность материала лопатки детандера;
- Σ – обобщенная сила.
- σ – коэффициент трения скольжения лопатки о статор;

τ – номер месяца в году или года;

$\Delta\tau$ – период времени, соответствующий сдвигу максимального зимнего и минимального летнего потребления газа относительно среднемесячных температур самого холодного месяца и самого жаркого;

φ – угол поворота ротора детандера;

φ_0 – угол конца зоны нагнетания;

Ψ – количество рабочих лопаток ротора;

ω – частота вращения ротора детандера;

ω^T, ω^3 – соответственно частоты вращения ротора, полученные на основе виртуального и реального экспериментов;

$\omega(t), \omega_0$ – соответственно мгновенное значение частоты и уставка частоты вращения ротора детандера;

$\omega_N, \omega_\eta, \omega_{об}$ – соответственно частоты вращения ротора детандера, соответствующие максимумам мощности, коэффициента полезного действия детандера и обобщенной функции максимизации мощности;

ω^{Pc} – частота вращения ротора детандера в случае стабилизации давления на выходе из пункта редуцирования;

ω_n – номинальная частота вращения ротора;

$\omega_{cp}, \omega_{min}, \omega_{max}$ – соответственно средняя, минимально и максимально возможные частоты вращения ротора детандера;

$d\omega$ – отклонение частоты вращения ротора детандера от уставки;

A_{1-2} – работа, совершенная газом или над газом между входом и выходом из пункта редуцирования;

a_j – коэффициент понижения степени фактора в кодовом масштабе;

A_j – среднее значение фактора в натуральном масштабе;

A_d – полезная работа газа в детандере;

a_λ, a_x – соответственно коэффициенты веса, учитывающие продолжительность и величину отклонения от среднего значения в лучшем и худшем случае питания детандера;

A_n, A_p, A_b – соответственно работы газа, совершенные в камерах нагнетания, расширения и выхлопа детандера;

$A_{прот}, A_{кин}, A_{пот}$ – соответственно работы по «проталкиванию» газа, по изменению кинетической и потенциальной энергий потока газа;

$A_{тр}^1, A_{тр}^\xi$ – соответственно работы против сил трения по длине и местных сопротивлений;

- $A_{тр}$ – работа против сил трения лопаток ротора о статор детандера;
 b_j – коэффициенты полинома регрессионной зависимости;
 $b_{л}$ – толщина лопатки;
 C_j – коэффициент понижения степени фактора в кодовом масштабе;
 C_p, C_v – соответственно удельные массовые теплоемкости газа при постоянных давлении и объеме;
 d_c – диаметр седла регулирующего клапана;
 $d_{п}$ – внутренний диаметр трубопровода потребителей;
 e – эксцентриситет ротора детандера;
 E – норма дисконта;
 E_k – полная кинетическая энергия системы;
 $e_э$ – удельный потенциал энергоносителя;
 f_1, f_2 – соответственно количества степеней свободы дисперсий эксперимента и адекватности модели;
 f_d – площадь рабочей полости детандера;
 $f_n, f_v, f_{рк}, f_{п}$ – соответственно площади внутреннего сечения пусковых, выхлопных каналов детандера, регулирующего клапана и трубопровода потребителей;
 $F^{расч}, F^{кр}$ – соответственно расчетный и критический критерий Фишера;
 f_T – приведенная площадь внутреннего сечения линии редуцирования;
 $F_{цб}$ – центробежная сила;
 g – ускорение свободного падения;
 G^{min} – расчетный минимально возможный массовый расход газа через детандер;
 G_T – массовый расход природного газа;
 $G_n, G_v, G_{рк}, G_d, G_{п}$ – соответственно массовые расходы газа в камеру наполнения, из камеры выхлопа, через регулирующий клапан, через детандер и через пункт редуцирования;
 h_1, h_2, h_3 – соответственно высоты выступающей из ротора частей первой, второй и третьей рассматриваемых рабочих лопаток;
 h_{ji} – кодированные факторы регрессии;
 $h_{л}$ – высота лопатки;
 $h_{ср}$ – средняя высота выступа рабочей лопатки из ротора за оборот;
 $h_{ш}$ – полный ход штока регулирующего клапана;
 $I(t)$ – интегральное звено закона регулирования;
 i_1, i_2 – соответственно геодезические положения точек входа и выхода из пункта редуцирования;

$J_d, J_g, J_{пр}$ – соответственно моменты инерции ротора детандера, генератора и приведенный момент инерции;

K – показатель адиабаты природного газа;

K_j, K'_j - коэффициенты кодирования факторов регрессионной зависимости;

K_{h1}, K_{h2}, K_{h3} – управляющие коэффициенты для расчета объема камеры выхлопа;

K_p, K_i – соответственно коэффициенты усиления пропорциональной и интегральной составляющих;

K_Q^H, K_p^H – соответственно функции сезонных неравномерностей объемного расхода газа и его давления на входе в пункт редуцирования;

K_L – коэффициент учета толщины лопатки;

K_M – коэффициент месячной неравномерности отбора газа потребителями;

K_M^0 – среднегодовой коэффициент месячной неравномерности отбора газа потребителями;

K_M^{\max}, K_M^{\min} – соответственно максимальный и минимальный коэффициент неравномерности месячного газопотребления за год;

$K_c^{\max}, K_{ch}^{\max}$ – соответственно максимальные коэффициенты неравномерности газопотребления по суткам и часам;

K_M, K_c, K_{ch} – соответственно коэффициенты неравномерности газопотребления по месяцам, суткам и часам;

K_y – коэффициент утечек детандера;

$k_э$ – эквивалентная абсолютная шероховатость внутренней поверхности стенки трубопровода потребителей;

l – длина ротора детандера;

$L_{п}$ – длина трубопровода потребителей;

$M_d, M_{тр}, M_g$ – соответственно моменты двигательного цикла детандера, сил трения и сопротивления генератора;

m_k – количество значимых коэффициентов регрессии;

m_l – масса одной рабочей лопатки;

m_n, m_p, m_b – соответственно массы газа в камерах нагнетания, расширения и выхлопа;

N – количество опытов в эксперименте;

n – счетчик поворотов ротора на угол γ ;

n_0 – количество дублирующих опытов в центре плана эксперимента;

$N_{потр}^{ад}$ – адиабатная теоретически потребляемая мощность детандера;

$N_{год}$ – интегральная располагаемая мощность за год;

$N_{\text{год}}^{\omega}, N_{\text{год}}^{\text{Pc}}$ – соответственно утилизированные мощности за год в случаях стабилизации частоты вращения ротора детандера и давления на выходе из пункта редуцирования;

$N_{\text{д}}$ – мощность детандера;

$N_{\text{д}}^{\text{T}}, N_{\text{д}}^{\text{Э}}$ – соответственно мощности детандера, рассчитанные на основе виртуального и реального экспериментов;

$N_{\text{д}}^{\omega}, N_{\text{д}}^{\text{Pc}}$ – соответственно утилизированные мощности по месяцам в случаях стабилизации частоты вращения ротора детандера и давления на выходе из пункта редуцирования;

$N_{\text{д}}^{\text{a}}$ и $N_{\text{д}}^{\text{b}}$ – соответственно утилизируемые мощности детандерного регулятора в случаях лучшего и худшего питания;

$N_{\text{д}}^{\text{Nmax}}$ и $N_{\text{д}}^{\eta\text{max}}$ – соответственно нормированные вырабатываемые мощности при ω_{N} и ω_{η} ;

$N_{\text{об}}$ – обобщенная функция максимизации мощности;

$N_{\text{р}}$ – располагаемая мощность в пункте редуцирования;

o – обобщенная координата;

$\Delta p_{\text{д}}$ – перепад давлений до и после детандера;

$\Delta p_{\text{вк}}$ – потери давления в выхлопном канале детандера;

$\Delta p_{\text{нд}}$ – располагаемый перепад давлений для газопроводов низкого давления;

$\Delta p_{\text{нд}}^{\text{M}}$ – располагаемый перепад давлений для газопроводов низкого давления по месяцам;

$\Delta p_{\text{нк}}$ – потери давления в нагнетательном канале детандера;

$\Delta p_{\text{прг}}$ – перепад давлений в пункте редуцирования;

$P(t)$ – пропорциональное звено закона регулирования;

p_0^{ω} – давление на выходе из детандерного регулятора в случае стабилизации частоты вращения его ротора при определенной уставке;

p_1, p_2 – соответственно давления газа на входе и выходе из пункта редуцирования;

$p_1^{\text{min}}, p_1^{\text{max}}$ – соответственно минимальные и максимально возможные расчетные давления газа до пункта редуцирования;

$p_{\text{г}}$ – давление газа;

$p_{\text{н}}, p_{\text{р}}, p_{\text{в}}, p_{\text{с}}$ – соответственно давления в полостях нагнетания, расширения, выхлопа детандера и после детандерного регулятора;

$p_{\text{н}}^{\text{пр}}, p_{\text{с}}^{\text{пр}}$ – соответственно предельные значения давлений газа в камере нагнетания и в полости за детандерным регулятором, при которых соответственные массовые расходы достигают максимальных значений.

$p_{\text{н.у}}$ – давление при нормальных условиях;

$p_{\text{прг}}$ – давление настройки выходного давления пункта редуцирования в сети газораспределения;

$p_{\text{приб}}^{\text{ном}}$, $p_{\text{приб}}^{\text{мин}}$, $p_{\text{приб}}^{\text{макс}}$ – соответственно номинальное, минимально и максимально допустимые давления перед газопотребляющим оборудованием;

$p_{\text{пк}}$, $p_{\text{пр}}$, – соответственно давления псевдокритическое и приведенное к псевдокритическим условиям;

$p_{\text{с}}^{\omega}$ – давление на выходе из детандерного регулятора в случае стабилизации частоты вращения его ротора;

$p_{\text{с}}(t)$, p_0 – соответственно мгновенное значение давления и уставка давления на выходе из детандерного регулятора;

$p_{\text{с}}^{\text{мин}}$, $p_{\text{с}}^{\text{макс}}$ – соответственно минимально и максимально возможные расчетные давления за детандерным регулятором;

$Q_{\text{год}}$ – годовое потребление природного газа;

$Q_{\text{д}}^{\omega}$, $Q_{\text{д}}^{\text{Pc}}$ – соответственно объемные расходы газа через детандер в случаях стабилизации частоты вращения его ротора и давления на выходе из детандерного регулятора;

$Q_{\text{д}}$, $Q_{\text{т}}$, $Q_{\text{у}}$ – соответственно полный объемный расход, теоретический расход и расход газа, приходящийся на утечки через детандер;

$Q_{\text{д}}^{\text{T}}$, $Q_{\text{д}}^{\text{Э}}$ – соответственно объемные расходы через детандер, рассчитанные на основе виртуального и реального экспериментов;

$Q_{\text{р}}$, $Q_{\text{ч}}$ – соответственно расчетный и проектный часовые расходы газа;

$Q_{\text{чМ}}^{\text{макс}}$ – максимальный часовой расход природного газа в месяц;

R – индивидуальная газовая постоянная природного газа;

r_0 , r_1 – соответственно радиус ротора и внутренний радиус статора детандера;

$r_{\text{опт}}$ – оптимальный радиус ротора детандера объемного типа;

$r_{\text{цт}}$ – радиус центра тяжести лопатки;

Re – число Рейнольдса;

$S_{\text{р}}$ – энтропия газа в процессе расширения в детандере;

$S_{\text{у}}^2$, $S_{\text{б}}^2$, $S_{\text{ад}}^2$ – соответственно дисперсии эксперимента, коэффициентов регрессии и адекватности модели;

T – продолжительность периода;

t_{α, f_1} – критерий Стьюдента для уровня значимости α и степени свободы f_1 ;

T_1 , T_2 – соответственно температуры газа на входе и на выходе из пункта редуцирования;

T_1^{cp} , $T_{\text{с}}^{\text{cp}}$ – средние температуры газа соответственно в сечениях до и после детандера;

$T_{\text{г}}$ – температура природного газа;

T_H, T_p, T_B, T_c – соответственно температура газа в полостях нагнетания, расширения и выхлопа, а также в полости соединения потоков за детандерным регулятором;

$T_{н.у.}$ – температура при нормальных условиях;

$T_{ок}$ – температура окружающей среды;

$T_{пк}, T_{пр}$ – соответственно температуры псевдокритическая и приведенная к псевдокритическим условиям;

ΔU_{1-2} – изменение внутренней энергии потока природного газа между входом и выходом из пункта редуцирования;

U_H, U_p, U_B – соответственно внутренняя энергия газа в камерах наполнения, расширения и выхлопа;

V_1, V_2 – соответственно удельные объемы газа на входе и на выходе из пункта редуцирования;

V_d – объем рабочей полости детандера;

V_H, V_p, V_B – соответственно объемы полостей нагнетания, расширения и выхлопа детандера, а также зоны соединения потоков газа за детандерным регулятором;

V_p^H, V_p^K – соответственно объемы камеры расширения в начале и конце процесса расширения;

W_{1-2} – алгебраическая сумма количеств теплоты, подведенных и отведенных от потока газа между входом и выходом из пункта редуцирования;

W_H – количество теплоты, подведенное к газу в камере наполнения;

W_H, W_B – соответственно удельные количества теплоты газа в камерах наполнения и выхлопа;

$W_{по}$ – алгебраическая сумма подведенной и отведенной теплоты без учета потерь и трения;

W_T – количество теплоты, потерянное потоком газа;

$W_{тр}$ – количество теплоты, полученное потоком газа от трения;

X_j – кодовое значение фактора регрессионной зависимости;

X_j – значение фактора в натуральном масштабе;

$Y(t)$ – выходной сигнал пропорционально-интегрального регулятора;

u – параметр (отклик) регрессионной зависимости;

u_{0g} – результат поворотного опыта в центре плана эксперимента;

\bar{u}_0 – среднее арифметическое значение параметра по данным дублей в центре плана эксперимента;

u_{ig} – значение параметра регрессии, определенные экспериментально;

$u_i^{эксп}, u_i^{расч}$ – соответственно значения частоты вращения ротора детандера, определенные экспериментально и вычисленные по уравнению регрессии;

Z – коэффициент сжимаемости природного газа;

$Z_1, Z_H, Z_p, Z_B, Z_C, Z_{cp}$ – соответственно коэффициенты сжимаемости газа на входе в пункт редуцирования, в камерах нагнетания, расширения, выхлопа, на выходе из детандерного регулятора, а также средний;

Z_j – квадратичный фактор в кодовом масштабе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. СП 62.13330.2011* Газораспределительные системы – М.: Госстрой, 2014. – 70 с.
2. АО «Газпром газораспределение» [Электронный ресурс] // Веб-сайт АО «Газпром газораспределение». – 2018. – Режим доступа: <http://gazoraspredelenie.gazprom.ru> (дата обращения: 08.05.2018).
3. Коршак А.А. Проектирование и эксплуатация газонефтепроводов: Учебник для вузов. – СПб: Недра, 2008. – 488 с.
4. Кулагина О.В. Использование избыточной энергии давления природного газа на небольших газораспределительных станциях // Энергетика: эффективность, надежность, безопасность: материалы XIX Всерос. науч.-техн. конф. – Томск. – 2013. – С. 263-264.
5. ГОСТ 5542-2014 Газы горючие природные промышленного и коммунально-бытового назначения – М.: Стандартиформ, 2015. – 6 с.
6. Гагарин О.Е. Прогнозирование и контроль газопотребления социально значимых абонентов // Газ России. – 2012. – №2. – С. 58-62.
7. Гольянов А.И. Газовые сети и газохранилища: Учебник. – Уфа: Издательство научно-технической литературы "Монография", 2004. – 303 с.
8. Аршинов М.С. Расчет и анализ сезонной неравномерности при работе систем сбора газа Заполярного месторождения за 2007 - 2009 гг. и на перспективу // Наука и ТЭК. – 2012. – №5. – С. 30-32.
9. Суслов Д.Ю. Определение максимальных часовых расходов газа: методические указания. – Белгород: Изд-во БГТУ, 2015. – 58 с.
10. СП 42-101-2003 Общие положения по проектированию и строительству газораспределительных систем из металлических и полиэтиленовых труб. – М.: Госстрой России, 2003. – 166 с.
11. Медведева О.Н. Обоснование расчетного перепада давления в газораспределительных системах // Вестник гражданских инженеров. – 2011. – №4. – С. 109-113.

12. Ходжаев Ш.Т. Вычислительный эксперимент анализа и оценки сезонной неравномерности регулирования потока газа на выходе ГРП // Современные материалы, техника и технологии. – 2016. – №2. – С. 233-238.
13. ГОСТ Р 51847-2001 Аппараты водонагревательные проточные газовые бытовые типа А и С. Общие технические условия. М.: Госстандарт России, 2001. – 26 с.
14. ГОСТ Р 50696-2006 Национальные стандарт Российской Федерации. Приборы газовые бытовые для приготовления пищи. Общие технические условия и методы испытания –М.: Стандартиформ, 2006. – 106 с.
15. Курицын Б.Н. Режимы давления газа в системах газоснабжения от шкафных регуляторных установок // Научно-технические проблемы совершенствования и развития системы газоснабжения: сб. науч. тр. – 2009. – С. 53-57.
16. СТО Газпром 2-6.2-1028-2015 Категорийность электроприемников промышленных объектов ПАО "Газпром". – М.: ООО "Газпром экспо", 2015. – 26 с.
17. Фокин Г.А. Методология создания автономных турбинных источников электрической энергии, использующих энергию сжатого природного газа для собственных нужд газотранспортной системы России: дисс. ... д-ра техн. наук: 05.04.02 / Фокин Григорий Анатольевич. – СПб., 2015. – 456 с.
18. Об энергосбережении и повышении энергетической эффективности: Федеральный закон от 23.11.2009 № 261-ФЗ (ред. от 02.07.2013). – 2013. – 52 с.
19. Данилов О.Л. Использование вторичных энергетических ресурсов: Учеб. пособ. – Екатеринбург: УГТУ-УПИ. – 2008. – 154 с.
20. Гатаулина А.Р. Повышение энергоэффективности системы газоснабжения за счет утилизации вторичных энергетических ресурсов: дис. ... канд. техн. наук: 25.00.19 / Гатауллина Алина Рудольфовна. – Уфа, 2016. – 184 с.
21. Кириллин В.А. Техническая термодинамика: Учебник для вузов / В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин – М.: Издательство МЭИ, 2008. – 494 с.

22. Кротевич В.А. Опыт создания автономной системы электропитания для газовой промышленности // Веб-сайт Тов. "ДП УКРГАЗТЕХ". – 2018. – Режим доступа: http://www.dgt.com.ua/news/oil-gas/udk_621_362/udk_621_362.pdf (дата обращения: 05.10.2018).
23. Фокин Г.А. Проблемы энергообеспечения линейных потребителей магистральных газопроводов и газораспределительных станций. Часть 1. // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – №4. – 2009. – С. 121-131.
24. Герасимов А. Ветроэнергетические установки для автономного энергоснабжения // Новости электротехники . – №2. – 2006. – С.328.
25. Фокин Г.А. Сравнительный анализ технико-экономических показателей автономных энергетических установок малой мощности для энергообеспечения линейных потребителей магистральных газопроводов и газораспределительных станций // Теплоэнергетика. – №11. – 2010. – С. 65-69.
26. Применение вихревого эффекта энергетического разделения газов / В.В. Бирюк, В.К. Васильев, Д.А. Угланов и др. // Новые исследования в разработке техники и технологий. – №1. – 2017. – С. 22-31.
27. Бирюк В.В. Вихревой термоэлектрический электроисточник для оборудования газораспределительных сетей / В.В. Бирюк, Д.В. Лобзин, Г.А. Смоляр // Вестник самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва. – №2. – 2007. – С. 42-47.
28. Гусев А.П. Система подготовки попутного газа нефтедобычи к транспорту с применением регулируемой трехпоточной вихревой трубы / А.П. Гусев, Р.М. Исхаков, М.А. Жидков // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – №7. – 2000. – С. 16-18.
29. Ахметов Ю.М. Разработка, изготовление и поставка опытного образца изотермического регулятора давления для редуцирования на ГРС без подогрева газа, ОАО "НИИТ". – Уфа: Технический отчет по договору №489 от 16.07.02 (I и II этап) – 2002. – 157 с.
30. Русак А.М. Редуцирование давления и отделение жидкой фазы газа магистральных газопроводов с использованием вихревой техники // Динамика

машин и рабочих процессов: Сб. докладов Всероссийской научно-техн. конференции ЮУрГУ. – 2005. – С. 87-90.

31. Агабабов В.С. О применении детандер-генераторных агрегатов в газовой промышленности // Сборник "Энергосбережение и энергосберегающие технологии в энергетике газовой промышленности". – 2001. – №2. – С. 50-53.

32. Агабабов В.С. Оценка эффективности использования деатндер-генераторных агрегатов для получения электроэнергии // Энергосбережение и водоподготовка. – №2. – 2001. – С. 13-18.

33. Джураева Е.В. Исследование схем использования детандер-генераторных агрегатов в энергетике и системах газоснабжения: дис. ... канд. техн. наук: 05.14.01 / Джураева Екатерина Владимировна. – М., 2005. – 155 с.

34. Мальханов О.В. Разработка технологических схем и методов расчетов энергосберегающих турбодетандерных установок: дисс. ... канд. техн. наук: 05.14.04 / Мальханов Олег Викторович. – М., 2009. – 196 с.

35. Разработка и создание автономных энергетических установок малой мощности с расширительной турбиной на базе турбин конструкции ЛПИ для магистральных газопроводов и газораспределительных станций // Веб-сайт ООО НТЦ МТТ. – 2011. – Режим доступа: <http://stc-mtt.ru/wp-content/uploads/2011/05/0002x.pdf> (дата обращения: 10.05.2018).

36. Фокин Г.А. Разработка и создание автономных энергетических установок малой мощности с расширительной турбиной // Газотурбинные технологии. – №1. – 2010. – С. 10.

37. Белоусоенко И.В. Концепция развития энергетики ОАО "Газпром" на основе применения собственных электростанций // Газовая промышленность. – №11. – 2003. – С. 101.

38. Зарницкий Г.Э. Теоретические основы использования энергии давления природного газа. – М.: Недра, 1968. – 297 с.

39. Степанец А.А. Об эффективности детандер-генераторных агрегатов в тепловой схеме ТЭЦ // Энергетик. - №4. – 1999. – С. 2-4.

40. Матвеев Ю.В. Совершенствование малорасходных турбин конструкции ЛПИ для турбодетандерных электроустановок газораспределительных станций на основе экспериментальных методов: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.12. – СПб., 2012. – 140 с.

41. Беседин С.Н. Локальный источник электрической энергии для энергообеспечения объектов газотранспортной системы магистральных газопроводов // Energy Fresh. – №3. – 2011. – С. 60-62.

42. Исследование возможности применения на объектах газораспределительной сети различных источников автономного электроснабжения: отчет НИОКР. – СПб: Санкт-Петербургский государственный горный университет, 2001. – 203 с.

43. Челазнов А.А. Состояние и перспективы применения автономных источников на объектах ОАО "Газпром" // Материалы заседания НТЦ ОАО "Газпром". – М. – 2007. – С. 14-34.

44. Челазнов А.А. Перспективы применения автономных источников для электроснабжения линейных потребителей // Материалы заседания секции "Энергетика" НТЦ ОАО "Газпром" 13-15 февраля 2007. – СПб. – 2007. – С.160.

45. Великий С.Н. Применение автономных источников питания для электроснабжения газораспределительных станций // Материалы заседания НТЦ ОАО "Газпром". – М. – 2007. – С. 75-83.

46. Турбодетандеры [Электронный ресурс] // Веб-сайт НПП "Газэлектроприбор". – 2018. – Режим доступа: <http://detander.com/turbodet/> (дата обращения: 16.05.2018).

47. Агрегат детандергенераторный [Электронный ресурс] // Веб-сайт ОАО "Турбохолод". – 2018. – Режим доступа: <http://www.turbokholod.ru/content/c9-page1.html> (дата обращения: 16.05.2018).

48. Турбодетандерные установки [Электронный ресурс] // Веб-сайт ООО НПП "НТЛ". – 2018. – Режим доступа: <http://www.npk-ntl.ru/section/41/> (дата обращения: 16.05.2018).

49. Оленёв Н.Ф. Применение энергетических турбодетандерных установок мощностью до 5 кВт в составе технологического оборудования газораспределительных станций // Территория «Нефтегаз». – №12. – 2014. – С. 46-47.
50. Утилизационные энергетические турбодетандерные установки [Электронный ресурс] // Веб-сайт ПАО "Турбогаз". – 2018. – Режим доступа: <http://www.turbogaz.com.ua/equipment/turbodetandr/utdu.html> (дата обращения: 16.05.2018).
51. Репин Л.А. Возможности использования энергии давления природного газа на малых газораспределительных станциях // Энергосбережение. – №3. – 2004. – С. 34-39.
52. Карасевич В.А. Перспективы применения автономных источников энергии при транспортировке и распределении газа / В.А. Карасевич, А.С. Черных, А.А. Яковлев // Научный журнал российского газового общества. – №1. – 2016. – С. 59-61.
53. Клод Ж. Жидкий воздух. – Л.: ВСЕХИМПРОМ, ВСХН, 1930. – 363с.
54. Бумагин Г.И. Поршневые криогенные детандеры. – Омск: ОмГТУ, 2004. – 102 с.
55. Капица П.Л. Турбодетандер для получения низких температур и его применение для сжижения воздуха // ЖТФ. – Том 9. – 1939. – С. 99-123.
56. Буткевич И.К. Поршневые детандеры для воздухоразделительных установок среднего давления // Криогенное, кислородное и автогенное машиностроение. – №1. – 1969. – С. 10-16.
57. Максимук Б.Я. Экспериментальное определение температур в цилиндре поршневой расширительной машины // Труды института использования газа АН УССР. – №4. – 1956. – С. 24-27.
58. Архаров А.М. Криогенные поршневые детандеры. – М.: Машиностроение, 1974. – 240 с.

59. Агабабов В.С. Методика оценки влияния детандер-генераторного агрегата на тепловую экономичность ТЭЦ // Теплоэнергетика. – №5. – 2002. – С. 48-52.
60. Худзинский В.М. Создание и исследование неадиабатного поршневого детандера: автореф. дис. ... канд. техн. наук: / Худзинский Виктор Мстистлавович. – М., 1972.
61. Кузнецов Л.Г. Поршневые двухступенчатые детандеры высокого давления // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – №7. – 1999. – С. 36-39.
62. Прилуцкий А.И. Применение поршневых расширительных машин в установках утилизации энергии сжатого природного газа // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – №3. – 2008. – С. 26-31.
63. Пятов И.С. Детандеры объемного типа // Двигатель. – №4. – 2009. – С. 54- 60.
64. Воронов В.А. Испытание спирального детандера на различных режимах // Химическое и нефтегазовое машиностроение. – №1. – 2015. – С. 23-25.
65. Пащенко Ф.Ф. Утилизация энергии сжатого газа с помощью объемно-роторных лопастных машин // Изобретательство. – №10. – 2013. – С. 11-17.
66. Белоусов А.Е. Применение детандеров для повышения эффективности работы ГРП и малых ГРС // Проблемы недропользования – 2014: сборник научных трудов Международного форума-конгресса молодых ученых 23-25 апреля 2014 г. – СПб. – 2014. – С. 178.
67. Пат. 2579301 Российская Федерация, МПК F25B 49/02. Устройство регулирования турбодетандера / М.В. Панарин, С.Н. Пахомов, Н.Ю. Воробьёв, Г.Ю. Царьков; заявитель и патентообладатель ОАО «Газпром газораспределение Тула». – №2014153448/06; заявл. 29.12.2014; опубл. 10.04.2016, Бюл. №10.
68. Пат. 2346205 Российская Федерация, МПК F17D 1/4, F17D 1/075, F25B 9/06, F02C 1/02, F02C 9/18. Способ устойчивого газоснабжения газраспределительной станцией с энергоохлаждающим комплексом, использующим

для выработки электрической энергии и холода энергию избыточного давления природного газа, и система для реализации способа / Д.Т. Аксенов, Г.П. Аксенова; заявитель и патентообладатель Аксенов Д.Т., Аксенова Г.П.. – №2007145540/06; заявл. 10.12.2007; опубл. 10.02.2009, Бюл. №4.

69. Пат. 2620624 Российская Федерация, МПК F17D 1/04 Детандер-генераторный агрегат с системой его регулирования / А.Е. Белоусов, О.В. Кабанов; заявитель и патентообладатель ФГБОУ ВО СПГУ – №2016128415; заявл. 12.07.2016; опубл. 29.05.2017, Бюл. №16.

70. Жемчугов Г.А., Плеханов С.Н. Регулирование турбодетандерных источников электрической энергии на основе замкнутых газотурбинных контуров // Вопросы электромеханики. Труды ВНИИЭМ. – Том 100. – 2001. – С. 125-146.

71. Белоусов А.Е., Кабанов О.В. Повышение эффективности процесса редуцирования в системе транспорта и распределения природного газа при помощи детандер-генераторов объемного типа // Актуальные проблемы науки и техники – 2016: сб. статей, докладов и выступлений IX Междунар. науч.-практ. конф. молодых ученых. – Уфа: Нефтегазовое дело. – Том 1. – 2016. – С. 115-116.

72. Зеленецкий С.Б. Ротационные пневматические двигатели / С.Б. Зеленецкий, Е.Д. Рябков, А.Г. Микеров – Л.: Машиностроение, 1976. – 240 с.

73. Белоусов А.Е. Метод расчета характеристик детандер-генератора объемного типа для газораспределительных станций / А.Е. Белоусов, О.В. Кабанов // Инновации на транспорте и в машиностроении: сборник трудов IV международной научно-практической конференции 28-29 апреля 2016 г. – СПб: НМСУ «Горный», 2016. – С. 137-141.

74. Стрелков А.В. Определение основных физических свойств реальных газов / А.В. Стрелков, Д.Н. Глузов // Территория "Нефтегаз". – №12. – 2010. – С. 50-55.

75. Кудряшов Б.Б. Вопросы достоверности тепловых расчетов магистрального газопровода / Б.Б. Кудряшов, В.С. Литвиненко, С.Г. Сердюков // Журнал технической физики – Том 72. – №4. – 2002. – С. 1-5.

76. Белоусов А.Е. Метод расчета динамических характеристик детандер-генератора объемного типа / А.Е. Белоусов, О.В. Кабанов, М.В. Волошин // Технологии нефти и газа. – №3. – 2016. – С. 51-55.
77. СТО Газпром 2-3.5-051-2006 Нормы технологического проектирования магистральных газопроводов. – М.: ООО "ИРЦ Газпром", 2006. – 205 с.
78. Донской А.С. Математическое моделирование процессов в пневматических приводах. – СПб: Издательство Политехнического университета, 2009. – 121 с.
79. Артёмов И.И. Применение уравнений Лагранжа второго рода для решения задач динамики/ И.И. Артёмов, В.Н. Плешаков, А.А. Елисеева. – Краснодар: КубГАУ, 2013 – 30 с.
80. Белов М.П. Автоматизированный электропривод типовых производственных механизмов и технологических комплексов / М.П. Белов, В.А. Новиков, Л.Н. Рассудов – М.: Издательский центр "Академия", 2007. – 576 с.
81. Соснин О.М. Основы автоматизации технологических процессов в производстве. – М.: Издательский центр "Академия", 2007. – 240 с.
82. Крутов В.И. Основы теории автоматического регулирования. – М.: Машиностроение, 1984 – 368 с.
83. Стаскевич Н.Л. Справочник по газоснабжению и использованию газа / Н.Л. Стаскевич, Г.Н. Северинец, Д.Я. Вигдорчик – Л.: Недра, 1990. – 762 с.
84. Белоусов А.Е. Моделирование газодинамических процессов, связанных с утилизацией энергии природного газа на малых пунктах редуцирования единой системы газоснабжения при помощи регулируемого детандер-генератора объемного типа / А.Е. Белоусов, О.В. Кабанов, Г.Х. Самигуллин // Территория "Нефтегаз". – №7-8. – 2017. – С. 18-23.
85. Горелов Ю.Н. Численные методы решения обыкновенных дифференциальных уравнений (метод Рунге-Кутты). – Самара: Самарский университет, 2006. – 48 с.

86. Белоусов А.Е. Повышение эффективности процесса редуцирования в системе распределения природного газа при помощи детандер-генераторов объемного типа / А.Е. Белоусов, О.В. Кабанов // Нефть и газ 2017: сборник тезисов 71-й международной молодежной научной конференции. – М.: РГУ нефти и газа имени И.М. Губкина. – 2017. – С. 18.

87. Белоусов А.Е. Утилизация энергии сжатого природного газа на малых пунктах редуцирования единой газотранспортной системы / А.Е. Белоусов, Г.Х. Самигуллин // Проблемы недропользования – 2017: сб. трудов Международного форума-конкурса молодых учёных (19-21 апреля 2017г.). Часть II – СПб: Санкт-Петербургский горный университет, 2017. – С.230-233.

88. Белоусов А.Е. Повышение эффективности процесса редуцирования в системе распределения природного газа при помощи детандер-генераторов объемного типа / А.Е. Белоусов, О.В. Кабанов, Г.Х. Самигуллин // Трубопроводный транспорт-2017: тезисы докладов XII Международной учебно-научно-практической конференции (24-25 мая 2017г.) – Уфа: Изд-во УГНТУ, 2017. –С. 342.

89. Белоусов А.Е. Экспериментальные исследования процесса редуцирования природного газа с попутной утилизацией его энергии при помощи детандера объемного типа в нестационарных условиях / А.Е. Белоусов, Г.Х. Самигуллин // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – №5 (специальный выпуск 18). – 2018. – 20 с.

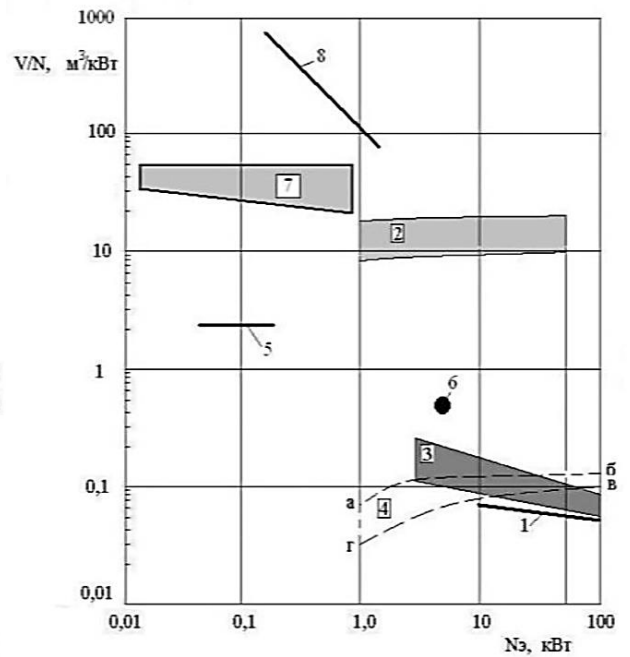
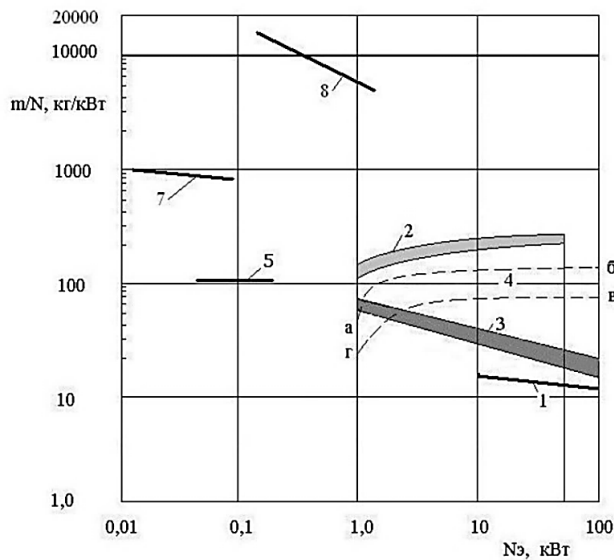
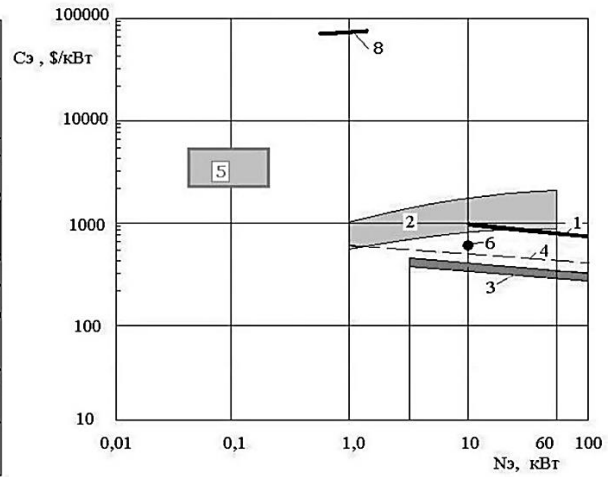
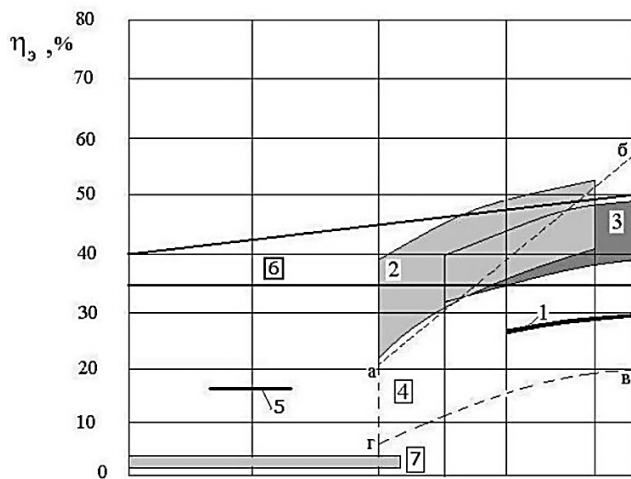
90. Комарова Т.В. Организация эксперимента в металловедении и термообработке / Т.В. Комарова, М.Н. Чезрова – Нижний Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2010. – 284 с.

91. Белоусов А.Е. Редуцирование природного газа в системе газораспределения при помощи детандеров объемного типа / А.Е. Белоусов, Г.Х. Самигуллин // Инновации и перспективы развития горного машиностроения и электромеханики: сб. трудов. международной научно-практической конференции (12-13 апреля 2018 г.). – СПб: Санкт-Петербургский горный университет, 2018. – С. 91.

92. О ценообразовании в области регулируемых цен (тарифов) в электроэнергетике: Постановление правительства РФ от 29.12.2011 N 1178 (ред. от. 30.06.2018). – 2011. – 172 с.
93. Предельный уровень нерегулируемых цен // Сайт АО "Петербургская сбытовая компания". – 2018. – Режим доступа: http://www.pesc.ru/for_clients/disclosure_of_information/St_Petersburg/threshold_levels_prices/2018 (дата обращения: 21.08.2018).
94. Прогноз социально-экономического развития Российской Федерации на 2018 год и на плановый период 2019 и 2020 годов. – М. – 2017. – 208 с.
95. Belousov A. Application of pneumoengine expander generators at small gas control units and gas distribution stations // 55 Konferencija Studenckich Kol Naukowych Pionu Gorniczego. – Krakow. – 2014. – P. 2.
96. Collins S. Expantion machines for low temperature processes / S. Collins, R. Cannaday // Oxford university press. – 1958. – P. 34-45.
97. Doll R. Nenartiqe Expantionsmaschine zum Erzeuqunq tiefer / R. Doll, F. Eder// Temperature «Kaltetechnik».- 1964. – Vol. 16, №1b. – P. 5-11.
98. Jagadale K.M. Low pressure hagh torque quasi turbine rotary air engine / K.M. Jagadale, V. R. Gambhire // International journal of innovative research in sciencею – №3. – 2014. – P. 293-300.
99. Pat. US 2011/0175358 Int. Cl. H02K 7/18 One and two-stage direct gas and steam screw expander generator system / R. Langson; Filed on 01.10.2011; Pub. Date: 06.21.2011.
100. Willis J. Advanced microturbine program Capstone // Program manager. – Washington, 2005. – 48 p.

ПРИЛОЖЕНИЕ А. СРАВНЕНИЕ АВТОНОМНЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ПУНКТОВ РЕДУЦИРОВАНИЯ

Зависимости КПД (η_3), стоимости кВт установленной мощности (C_3), приведенной массы (m/N) и приведенного объема (V/N) автономных источников электроэнергии от мощности: 1 – электрогенераторов с приводом на основе микротурбин; 2 – ветроэнергетических агрегатов; 3 – газопоршневых электроагрегатов; 4 – турбодетандеров (а – б с предварительным подогревом, в – г без подогрева); 5 – солнечных фотоэлементов; 6 – топливных элементов; 7 – термоэлектрогенераторы.



ПРИЛОЖЕНИЕ Б. КОД ПРОГРАММЫ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Константы

```

Clear["Global *"];
tend=10;(* длительность расчета *)
toch=10-6;
tv = 1/(tend/toch);(* время начала возмущения *)
a=6.1;(* коэффициент использования габаритов / для бесперебойности 6,0-6,5 *)
kl=2.5;(* коэффициент длины лопатки / 2,5-4,0 *)
q=4;(* коэффициент высоты лопатки / 4,0-5,0 *)
η=0.85;(* КПД детандера *)
ku=0.65;(* коэффициент утечек *)
rb=0.02;(* радиус ротора *)
rh = (rb*(a + 1))/a;(* радиус статора *)
ex=rh-rb;(* эксцентриситет *)
z=6;(* количество лопаток *)
l=kl rb;(* ширина лопатки *)
h=q ex; (* высота лопатки *)
b=0.005; (* толщина лопатки *)
pl=1300;(* плотность материала лопатки *)
m=l h b pl; (* масса лопатки *)
mu=0.115;(* коэффициент трения о статор *)
men=0.002609;(* приведенный момент инерции *)
fi0=1.0472;(* стартовый угол / конец зоны наполнения *)
fi1=Pi; (* начало зоны выхлопа *)
fis=1.0472;(* угол поворота *)
γ=Pi/3 ;(* угол между соседними лопатками *)
k=1.32;(* показатель адиабаты *)
r=520;(* газовая постоянная *)
ср=3200;(* теплоемкость газа при постоянном давлении *)
сv=ср-r;(* теплоемкость газа при постоянном объеме *)
tm=293;(* температура газа на входе в ПРГ *)
рm=300000;(* давление газа на входе в ПРГ *)
ра=100000;(* атмосферное давление *)
го=0.73; (* плотность газа при стандартных условиях *)
nu=14.3 10-6;(* кинематическая вязкость при стандартных условиях 0С *)
f1=0.00008;(* площадь проходного сечения нагнетания *)
f2=0.00008;(* площадь проходного сечения выхлопа *)
ks1=20;(* коэффициент местного сопротивления входного канала *)
ks2=20;(* коэффициент местного сопротивления выхлопного канала *)
mс=0; (* нагрузка *)
vr=0.0056;(* рассматриваемый объем за детандерным регулятором *)
fr=0.0004;(* проходное сечение рассматриваемого объема на входе *)
fp=0.0004;(* проходное сечение рассматриваемого объема на выходе *)
ksp=20;(* сопротивление на выходе из объема *)
fd=0.000176;(* полное проходное сечение регулирующего клапана *)
kd=0.8;(* коэффициент расхода регулирующего клапана *)
u0=0.35;(* первоначальная степень открытия клапана *)
vz=0.85;(* величина ступенчатого возмущения *)

```

ust=90;(*уставка частоты вращения, об/с*)
 pust=185440;(*уставка давления на выходе из ПРГ*)
 kp=0.01;(*коэффициент усиления пропорционального звена 0.2*)
 ki=0.001;(*коэффициент усиления интегрального звена 0.001*)
 dtr=0.05;(*диаметр трубопровода потребителей*)
 ftr = (1/4)*Pi*dtr^2;(*площадь сечения трубопровода потребителей*)
 ltr=1000;(*длина трубопровода потребителей*)
 la=0.05;(*коэффициент гидравлического трения в трубопроводе потребителей*)
 dt=6.1;(*падение температуры на основе эксперимента*)
 tmin=tm-dt;(*температура на выходе*)
 tper=10;(*время полной перестановки клапана*)
 hod=1;(*полный ход клапана*)
 skor=hod/tper;(*скорость хода штока клапана*)

Вспомогательные уравнения

prpk=0.1737 (26.831-ro);(*псевдокритическое давление газа*)
 tprk=155.24 (0.564+ro);(*псевдокритическая температура газа*)
 zz[x_, y_] := 1 + (-0.39 + 2.03/(y/tpk) - 3.16/(y/tpk)^2 + 1.09/(y/tpk)^3)*(x/(10^6*prpk)) +
 (0.0423 - 0.1812/(y/tpk) + 0.2124/(y/tpk)^2)*(x/(10^6*prpk))^2;(*коэффициент
 сжимаемости*)
 p1pr = NSolve[2*Log[p1[t]/pm] + (pm/p1[t])^2 == 1 + ks1, p1[t]][[1,1,2]];(*предельное
 давление в камере нагнетания для расчета расхода*)
 p2pr = NSolve[2*Log[pr[t]/p2[t]] + (p2[t]/pr[t])^2 == 1 + ks2, pr[t]][[1,1,2]];(*предельное
 давление в ресивере для расчета расхода*)
 prpr = NSolve[2*Log[p2[t]/pr[t]] + (pr[t]/p2[t])^2 == 1 + ks2, p2[t]][[1,1,2]];(*предельное
 давление в камере выхлопа для расчета расхода*)
 gm1 = (f1*pm*Sqrt[Abs[1 - (p1[t]/pm)^2]/Abs[ks1 - 2*Log[p1[t]/pm]]])/Sqrt[r*tm];(*расход
 из магистральной в камеру наполнения*)
 gm2 = (f1*p1pr)/Sqrt[r*tm];
 g21 = (f2*p2[t]*Sqrt[Abs[1 - (pr[t]/p2[t])^2]/Abs[ks1 -
 2*Log[pr[t]/p2[t]]])/Sqrt[r*t22[t]];(*массовый расход из камеры выхлопа в ресивер*)
 g22 = (f2*p2pr)/Sqrt[r*t22[t]];
 g21t = (f2*pr[t]*Sqrt[Abs[1 - (p2[t]/pr[t])^2]/Abs[ks1 -
 2*Log[p2[t]/pr[t]]])/Sqrt[r*trr[t]];(*массовый расход из ресивера в камеру
 выхлопа/торможение*)
 g22t = (f2*prpr)/Sqrt[r*trr[t]];
 gdd = kd*fd*pm*Sqrt[Abs[2*k*((pr[t]/pm)^(2/k) - (pr[t]/pm)^((k+1)/k))]/(r*tm*(k-1))];
 (*докритическое течение через дроссель*)
 gdn = kd*fd*pm*Sqrt[k/(r*tm)]*(2/(k+1))^((k+1)/(2*(k-1)));(*надкритическое течение
 через дроссель*)
 gr = (0.369*ro*Sqrt[Abs[pr[t] - pa]])/3600;(*массовый расход газа по трубопроводу
 потребителя*)
 trk = tm*(pr[t]/pm)^((k-1)/k);(*температура после регулирующего клапана*)
 x=ex (1-Cos[fi0+fi[t]-quot γ]);(*высота выступа лопатки из ротора*)
 x1=ex (1-Cos[fi0+γ+fi[t]-quot γ]);(*высота выступа следующей лопатки из ротора*)
 kv = l*x*(rb + x/2);(*коэффициент объема*)
 kvt = l*(x1 - x)*(rb + x + (x1 - x)/2);(*коэффициент объема для р1*)
 kv1 = l*x1*(rb + x1/2);(*коэффициент объема для р2*)
 ktr = z*mu*m*(rb + xsr - h/2)*(rb + xsr);(*коэффициент трения*)
 xsr = (1/(2*Pi))*Integrate[ex*(1 - Cos[fi0 + fi[t]]), {fi[t], -fi0, 2*Pi - fi0}];(*средняя высота
 выступа лопатки при повороте 0-2π*)

$v1 = \text{Integrate}[kv, \{fi[t], -fi0 + \text{quot } \gamma, fi[t]\}, \text{Assumptions} \rightarrow fi[t] \in \text{Reals}];$ (*объем камеры наполнения*)

$vt = \text{Integrate}[kv, \{fi[t], fi[t], \gamma + fi[t]\}, \text{Assumptions} \rightarrow fi[t] \in \text{Reals}];$ (*объем камеры расширения*)

$v2 = \text{Integrate}[kv, \{fi[t], \gamma + fi[t], 2*\gamma + fi[t]\}, \text{Assumptions} \rightarrow fi[t] \in \text{Reals}];$ (*объем камеры выхлопа*)

Правые части ДУ

$f = \text{Compile}[\{\{t, \text{Real}\}, \{y, \text{Real}, 1\}\}, \text{Evaluate}[\{$
 (*переход на 2 производную*)
 $fi'[t],$
 (*уравнение вращения детандера*)
 $(1/men)*(kv*p1[t] + kv*t*pt[t] - kv1*p2[t] - ktr*Derivative[1][fi][t]^2 - mc),$
 (*камера наполнения*)
 $(k*tm*r*zz[p1[t], t1[t]]*If[p1pr/pm >= Re[p1[t]]/pm, gm2, Evaluate[gm1 /. p1[t] ->$
 $\text{Indexed}[y, \{3}\}]])/v1 - ((r*zz[p1[t], t1[t]] + cv)*p1[t]*D[v1, t])/(v1*cv) +$
 $(p1[t]*D[\text{Evaluate}[zz[p1[t], t1[t]]] /. \{p1[t] -> \text{Indexed}[y, \{3}\}, t1[t] -> \text{Indexed}[y, \{6}\},$
 $t]) / zz[p1[t], t1[t]],$
 (*камера расширения*)
 $(pt[t]*D[\text{Evaluate}[zz[pt[t], ttt[t]]] /. \{pt[t] -> \text{Indexed}[y, \{4}\}, ttt[t] -> \text{Indexed}[y, \{7}\},$
 $t]) / zz[pt[t], ttt[t]] - ((r*zz[pt[t], ttt[t]] + cv)*pt[t]*D[vt, t]) / (vt*cv),$
 (*камера выхлопа*)
 $(p2[t]*D[\text{Evaluate}[zz[p2[t], t22[t]]] /. \{p2[t] -> \text{Indexed}[y, \{5}\}, t22[t] -> \text{Indexed}[y, \{8}\},$
 $t]) / zz[p2[t], t22[t]] -$
 $(1/v2)*k*t22[t]*r*zz[p2[t], t22[t]]*If[Re[p2[t]] > Re[pr[t]], Evaluate[If[Re[p2pr] >=$
 $Re[pr[t]], Evaluate[g22 /. \{p2[t] -> \text{Indexed}[y, \{5}\}, t22[t] -> \text{Indexed}[y, \{8}\}]],$
 $Evaluate[g21 /. \{p2[t] -> \text{Indexed}[y, \{5}\}, pr[t] -> \text{Indexed}[y, \{9}\}, t22[t] -> \text{Indexed}[y,$
 $\{8}\}]]] /. \{p2[t] -> \text{Indexed}[y, \{5}\}, pr[t] -> \text{Indexed}[y, \{9}\}, t22[t] -> \text{Indexed}[y, \{8}\}]],$
 $Evaluate[If[Re[prpr] >= Re[p2[t]], Evaluate[-g22t /. \{pr[t] -> \text{Indexed}[y, \{9}\}, trr[t] ->$
 $\text{Indexed}[y, \{10}\}]], Evaluate[-g21t /. \{p2[t] -> \text{Indexed}[y, \{5}\}, pr[t] -> \text{Indexed}[y, \{9}\}, trr[t] ->$
 $\text{Indexed}[y, \{10}\}]]] /.$
 $\{p2[t] -> \text{Indexed}[y, \{5}\}, pr[t] -> \text{Indexed}[y, \{9}\}, trr[t] -> \text{Indexed}[y, \{10}\}]]] -$
 $((r*zz[p2[t], t22[t]] + cv)*p2[t]*D[v2, t]) / (v2*cv),$
 (*температура наполнения*)
 $(1/(p1[t]*v1))*(k*tm - t1[t])*zz[p1[t], t1[t]]*r*t1[t]*If[p1pr/pm >= Re[p1[t]]/pm, gm2,$
 $\text{Evaluate}[gm1 /. p1[t] -> \text{Indexed}[y, \{3}\}]] - (zz[p1[t], t1[t]]*r*t1[t]*D[v1, t]) / (cv*v1),$
 (*температура расширения*)
 $-((zz[pt[t], ttt[t]]*r*ttt[t]*D[vt, t]) / (cv*vt)),$
 (*температура выхлопа*)
 $-((zz[p2[t], t22[t]]*r*t22[t]*D[v2, t]) / (cv*v2)) - (1/(p2[t]*v2))*(k + 1)*zz[p2[t],$
 $t22[t]]*r*t22[t]^2*If[Re[p2[t]] > Re[pr[t]], Evaluate[If[Re[p2pr] >= Re[pr[t]], Evaluate[g22 /. \{p2[t] ->$
 $\text{Indexed}[y, \{5}\}, t22[t] -> \text{Indexed}[y, \{8}\}]], Evaluate[g21 /. \{p2[t] -> \text{Indexed}[y, \{5}\}, pr[t] ->$
 $\text{Indexed}[y, \{9}\}, t22[t] -> \text{Indexed}[y, \{8}\}]]] /. \{p2[t] -> \text{Indexed}[y, \{5}\}, pr[t] -> \text{Indexed}[y, \{9}\}, t22[t] ->$
 $\text{Indexed}[y, \{8}\}]], Evaluate[If[Re[prpr] >= Re[p2[t]], Evaluate[-g22t /. \{pr[t] -> \text{Indexed}[y, \{9}\}, trr[t] ->$
 $\text{Indexed}[y, \{10}\}]], Evaluate[-g21t /. \{p2[t] -> \text{Indexed}[y, \{5}\}, pr[t] -> \text{Indexed}[y, \{9}\}, trr[t] ->$
 $\text{Indexed}[y, \{10}\}]]] /. \{p2[t] -> \text{Indexed}[y, \{5}\}, pr[t] -> \text{Indexed}[y, \{9}\}, trr[t] -> \text{Indexed}[y, \{10}\}]]],$
 (*давление за детандерным регулятором*)
 $(pr[t]*D[\text{Evaluate}[zz[pr[t], trr[t]]] /. \{pr[t] -> \text{Indexed}[y, \{9}\}, trr[t] -> \text{Indexed}[y, \{10}\},$
 $t]) / zz[pr[t], trr[t]] +$
 $(1/vr)*k*r*zz[pr[t], trr[t]]*(t22[t]*If[Re[p2[t]] > Re[pr[t]], Evaluate[If[Re[p2pr] >=$
 $Re[pr[t]], Evaluate[g22 /. \{p2[t] -> \text{Indexed}[y, \{5}\}, t22[t] -> \text{Indexed}[y, \{8}\}]],$

```

Evaluate[g21 /. {p2[t] -> Indexed[y, {5}], pr[t] -> Indexed[y, {9}], t22[t] -> Indexed[y, {8}}]] /. {p2[t] -> Indexed[y, {5}], pr[t] -> Indexed[y, {9}], t22[t] -> Indexed[y, {8}}]],
Evaluate[If[Re[prpr] >= Re[p2[t]], Evaluate[-g22t /. {pr[t] -> Indexed[y, {9}], trr[t] -> Indexed[y, {10}}]], Evaluate[-g21t /. {p2[t] -> Indexed[y, {5}], pr[t] -> Indexed[y, {9}], trr[t] -> Indexed[y, {10}}]]] /.
{p2[t] -> Indexed[y, {5}], pr[t] -> Indexed[y, {9}], trr[t] -> Indexed[y, {10}}]] +
j[t]*trk*If[Re[pr[t]] < 0.5*pm, Evaluate[gdn /. pr[t] -> Indexed[y, {9}], Evaluate[gdd /. pr[t] -> Indexed[y, {9}}]] - trr[t]*If[t > tv, vz, 1]*gp),
(*температура за детандерным регулятором*)
(((k*t22[t] - trr[t])*r*trr[t]*zz[pr[t], trr[t]])/(pr[t]*vr))*If[Re[p2[t]] > Re[pr[t]], Evaluate[If[Re[p2pr] >= Re[pr[t]], Evaluate[g22 /. {p2[t] -> Indexed[y, {5}], t22[t] -> Indexed[y, {8}}]]],
Evaluate[g21 /. {p2[t] -> Indexed[y, {5}], pr[t] -> Indexed[y, {9}], t22[t] -> Indexed[y, {8}}]] /. {p2[t] -> Indexed[y, {5}], pr[t] -> Indexed[y, {9}], t22[t] -> Indexed[y, {8}}]],
Evaluate[If[Re[prpr] >= Re[p2[t]], Evaluate[-g22t /. {pr[t] -> Indexed[y, {9}], trr[t] -> Indexed[y, {10}}]], Evaluate[-g21t /. {p2[t] -> Indexed[y, {5}], pr[t] -> Indexed[y, {9}], trr[t] -> Indexed[y, {10}}]]] /.
{p2[t] -> Indexed[y, {5}], pr[t] -> Indexed[y, {9}], trr[t] -> Indexed[y, {10}}]] + (((k*trk - trr[t])*r*trr[t]*zz[pr[t], trr[t]])/(pr[t]*vr))*j[t]*If[Re[pr[t]] < 0.5*pm, Evaluate[gdn /. pr[t] -> Indexed[y, {9}}]],
Evaluate[gdd /. pr[t] -> Indexed[y, {9}}]] - (((k - 1)*r*trr[t]^2*zz[pr[t], trr[t]])/(pr[t]*vr))*If[t > tv, vz, 1]*gp,
(*интегральная часть закона регулирования*)
pust-pr[t],
(*ход штока регулирующего клапана*)
If[Re[j[t]]<If[t<tv,u0,If[Re[kp (pust-pr[t])+ki u[t]]<=0,0,If[Re[kp (pust-pr[t])+ki u[t]]>=1,1,kp (pust-pr[t])+ki u[t]]],skor,If[Re[j[t]]>If[t<tv,u0,If[Re[kp (pust-pr[t])+ki u[t]]<=0,0,If[Re[kp (pust-pr[t])+ki u[t]]>=1,1,kp (pust-pr[t])+ki u[t]]],-skor,0)]
]/.quot->Quotient[fi[t],γ]
/.{fi[t]->y1,fi'[t]->y2,p1[t]->y3,pt[t]->y4,p2[t]->y5,t1[t]-> y6,ttt[t]-> y7,t22[t]-> y8,pr[t]->y9,trr[t]-> y10,u[t]->y11,j[t]->y12}}];
Реализация шага численного метода
(* Явный четырёхэтапный (классический) метод Рунге - Кутты *)
step[t_, x_] := With[{k1 = h0*f[t, x]}, With[{k2 = h0*f[t + h0/2, k1/2 + x]}, With[{k3 = h0*f[t + h0/2, k2/2 + x]}, With[{k4 = h0*f[t + h0, k3 + x]}, x + (1/6)*(k1 + 2*k2 + 2*k3 + k4)]]]];
Решение гибридной системы
h0=toch;(* Постоянный шаг *)
cut=100; (* Каждый cut-ый элемент записывается *)
y=y0={0,464.69632175589,297794.2565653199,254173.20301273387,157298.3259230814,293,287.529615699426,293,185438.92274113686,286.9,0,u0}; (* Начальные условия *)
ctrl=Quotient[y[[1]], γ];(* Счётчик поворотов Quotient[fi[t], γ]*)
count=0;
AbsoluteTiming[Monitor[
solution=Prepend[
Reap[Do[
y=step[t,y];
(*Вращение*)
If[y[[3]]>pm,y[[3]]=pm];
If[y[[5]]<pa,y[[5]]=pa];
If[y[[4]]<pa,y[[4]]=pa];

```

```

If[y[[9]]<pa,y[[9]]=pa];
If[y[[9]]>pm,y[[9]]=pm];
If[y[[6]]<tmin,y[[6]]=tmin];
If[y[[7]]<tmin,y[[7]]=tmin];
If[y[[8]]<tmin,y[[8]]=tmin];
If[y[[10]]<tmin,y[[10]]=tmin];
If[y[[6]]>tm,y[[6]]=tm];
If[y[[7]]>tm,y[[7]]=tm];
If[y[[8]]>tm,y[[8]]=tm];
If[y[[10]]>tm,y[[10]]=tm];
If[y[[11]]>1,y[[11]]=1];
If[y[[11]]<0,y[[11]]=0];
If[y[[12]]<0,y[[12]]=0];
If[y[[12]]>1,y[[12]]=1];
If[Quotient[y[[1]],γ]>ctrl,
ctrl=Quotient[y[[1]],γ];
y[[5]]=y[[4]];
y[[4]]=y[[3]];
y[[8]]=y[[7]];
y[[7]]=y[[6]];
];
count++;
If[Mod[count,cut]==0,Sow@{t+h0,y}},
{t,0,tend-h0,h0}][[2,1]],
{0,y0}];,
Refresh[ProgressIndicator[t,{0,tend}],UpdateInterval->1,TrackedSymbols->{}][[1]]
sol=Inner[Rule,{fi,dfi,p1,pt,p2,t1,tt,t22,pr,trr,u,j},Table[Interpolation@Transpose@{solution[[All,1]],solution[[All,2,i]]},{i,12}],List];
tend/h0
count
solution//Length

```

Частота и момент

```

Row[{ListLinePlot[Transpose[{solution[[All,1]], solution[[All,2,1]]}], PlotRange -> All, ImageSize -> Large, PlotLabel -> "Угол поворота", LabelStyle -> FontSize -> 20],
ListLinePlot[Transpose[{solution[[All,1]], solution[[All,2,2]]/(2*Pi)}], PlotRange -> All, ImageSize -> Large, PlotLabel -> "Частота вращения", LabelStyle -> FontSize -> 20],
ListLinePlot[Transpose[{solution[[1 ;; -2,1]] + (cut*h0)/2, Differences[solution[[All,2,2]]]/(cut*h0)}], PlotRange -> All, ImageSize -> Large, PlotLabel -> "Ускорение детандера", LabelStyle -> FontSize -> 20],
ListLinePlot[Transpose /@ {{solution[[All,1]], solution[[All,2,2]]/(2*Pi)}, {solution[[1 ;; -2,1]] + (cut*h0)/2, (men*Differences[solution[[All,2,2]]]/(cut*h0) + mc)}}, PlotRange -> All, ImageSize -> Large, PlotLabel -> "Частота и момент детандера", LabelStyle -> FontSize -> 20],
Plot[Evaluate[{j[t], If[t < tv, u0, If[Re[kp*(pust - pr[t]) + ki*u[t]] <= 0, 0, If[Re[kp*(pust - pr[t]) + ki*u[t]] >= 1, 1, kp*(pust - pr[t]) + ki*u[t]]}] /. sol], {t, 0, tend}, PlotRange -> All, ImageSize -> Large, LabelStyle -> FontSize -> 20, AxesLabel -> {"t, c", "б/р"}]]

```

Переходные процессы

(*sk=1(*tv/(h0 cut)*);(*номер точки начала возмущения*))

```
ListLinePlot[Transpose/@{{solution[[All,1]],solution[[All,2,2]]/464.69632175589},{solution[[All,1]],solution[[All,2,9]]/185438.92274113686}},PlotRange->All,ImageSize->Large,PlotStyle->{Blue,Gray},LabelStyle->(FontSize->20),AxesLabel->{"t, c","б/р"}]
```

Графики давлений

```
Row[{ListLinePlot[Transpose[{solution[[All,1]], solution[[All,2,3]]/100000}], PlotRange -> All, ImageSize -> Large, PlotLabel -> "Давление в камере наполнения ДГА", LabelStyle -> FontSize -> 20],
```

```
ListLinePlot[Transpose[{solution[[All,1]], solution[[All,2,4]]/100000}], PlotRange -> All, ImageSize -> Large, PlotLabel -> "Давление в камере расширения ДГА", LabelStyle -> FontSize -> 20],
```

```
ListLinePlot[Transpose[{solution[[All,1]], solution[[All,2,5]]/100000}], PlotRange -> All, ImageSize -> Large, PlotLabel -> "Давление в камере выхлопа ДГА", LabelStyle -> FontSize -> 20],
```

```
ListLinePlot[Transpose[{solution[[All,1]], solution[[All,2,9]]/100000}], PlotRange -> All, ImageSize -> Large, PlotLabel -> "Давление за детандерным регулятором", LabelStyle -> FontSize -> 20],
```

```
ListLinePlot[Transpose /@ {{solution[[All,1]], solution[[All,2,3]]/100000}, {solution[[All,1]], solution[[All,2,4]]/100000}, {solution[[All,1]], solution[[All,2,5]]/100000}, {solution[[All,1]], solution[[All,2,9]]/100000}}, PlotRange -> All,
```

```
ImageSize -> Large, PlotStyle -> {Red, Green, Blue, Orange}, PlotLabel -> "Сводный график давлений", LabelStyle -> FontSize -> 20}}]
```

Графики температур

```
Row[{ListLinePlot[Transpose[{solution[[All,1]], solution[[All,2,6]]}], PlotRange -> All, ImageSize -> Large, PlotLabel -> "Температура в камере наполнения ДГА", LabelStyle -> FontSize -> 20],
```

```
ListLinePlot[Transpose[{solution[[All,1]], solution[[All,2,7]]}], PlotRange -> All, ImageSize -> Large, PlotLabel -> "Температура в камере расширения ДГА", LabelStyle -> FontSize -> 20],
```

```
ListLinePlot[Transpose[{solution[[All,1]], solution[[All,2,8]]}], PlotRange -> All, ImageSize -> Large, PlotLabel -> "Температура в камере выхлопа ДГА", LabelStyle -> FontSize -> 20],
```

```
ListLinePlot[Transpose[{solution[[All,1]], solution[[All,2,10]]}], PlotRange -> All, ImageSize -> Large, PlotLabel -> "Температура за детандерным регулятором", LabelStyle -> FontSize -> 20],
```

```
ListLinePlot[Transpose /@ {{solution[[All,1]], solution[[All,2,6]]}, {solution[[All,1]], solution[[All,2,7]]}, {solution[[All,1]], solution[[All,2,8]]}, {solution[[All,1]], solution[[All,2,10]]}}, PlotRange -> All, ImageSize -> Large,
```

```
PlotStyle -> {Red, Green, Blue, Gray}, PlotLabel -> "Сводная температура", LabelStyle -> FontSize -> 20}}]
```

ПРИЛОЖЕНИЕ В. СОПОСТАВЛЕНИЕ ТЕОРЕТИЧЕСКИХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Адекватность разработанной математической модели (37) была проверена сравнением теоретических и экспериментальных данных. Исходные данные для моделирования были приняты в соответствии с таблицей (Таблица 4). Из графиков (Рисунок В1-В8) видно, что характер смоделированного процесса совпадает с экспериментальным, а погрешности расчётных значений достигнутых частот вращения и времени их достижения не превышают 10%.



Рисунок В1 – Экспериментальные данные разгона детандера
при $p_1 = 50$ кПа

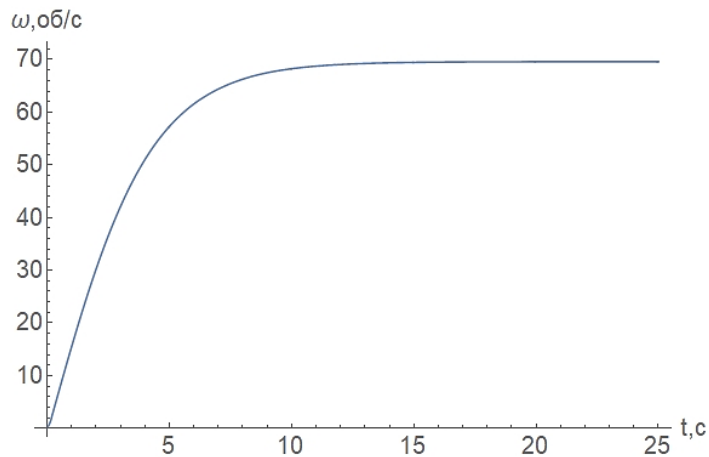


Рисунок В2 – Результаты моделирования разгона детандера
при $p_1 = 50$ кПа

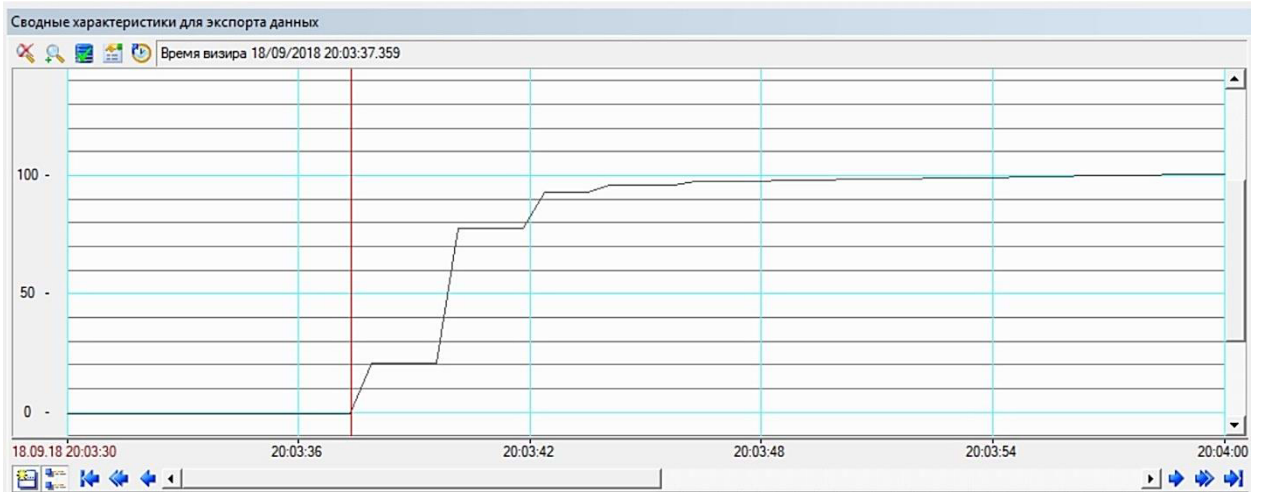


Рисунок В3 – Экспериментальные данные разгона детандера при $p_1 = 100$ кПа

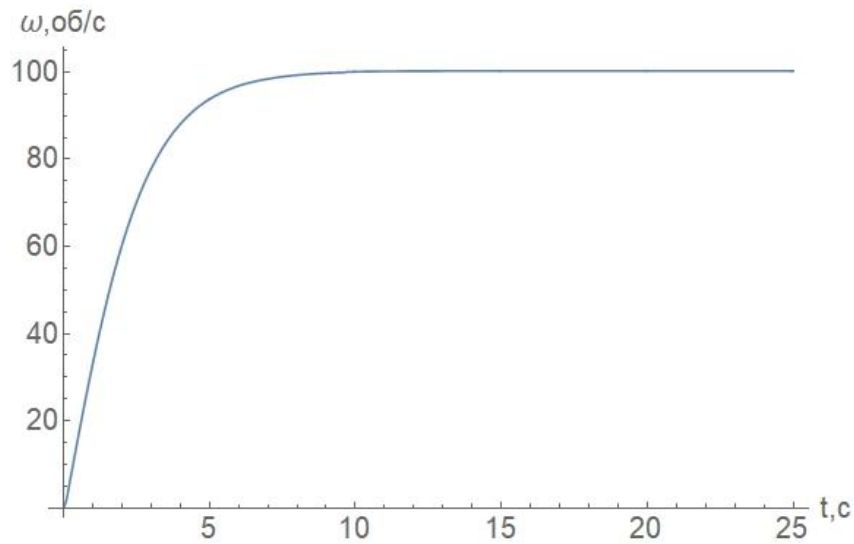


Рисунок В4 – Результаты моделирования разгона детандера при $p_1 = 100$ кПа

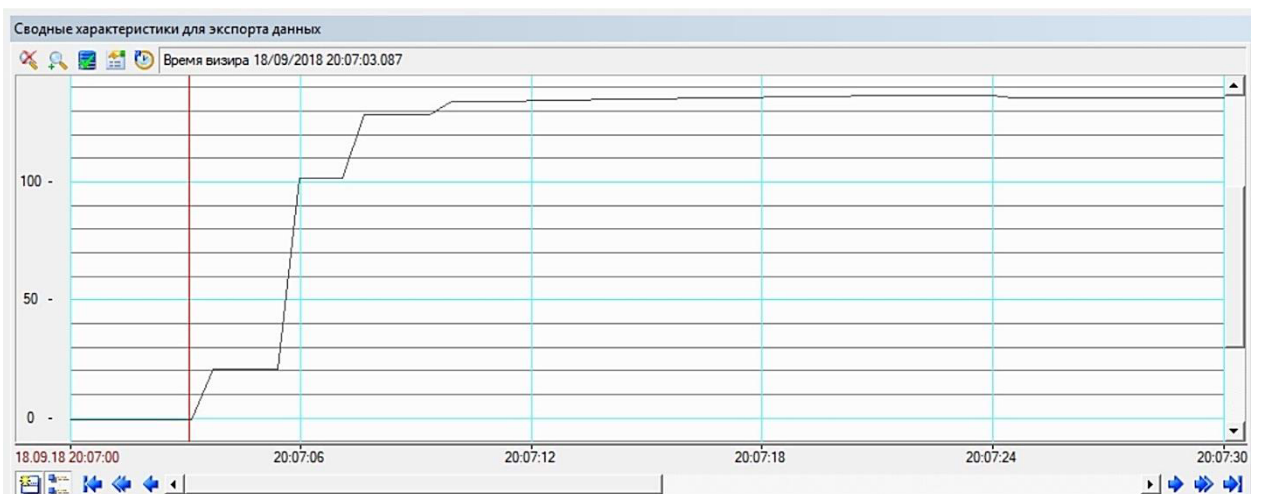


Рисунок В5 – Экспериментальные данные разгона детандера при $p_1 = 200$ кПа

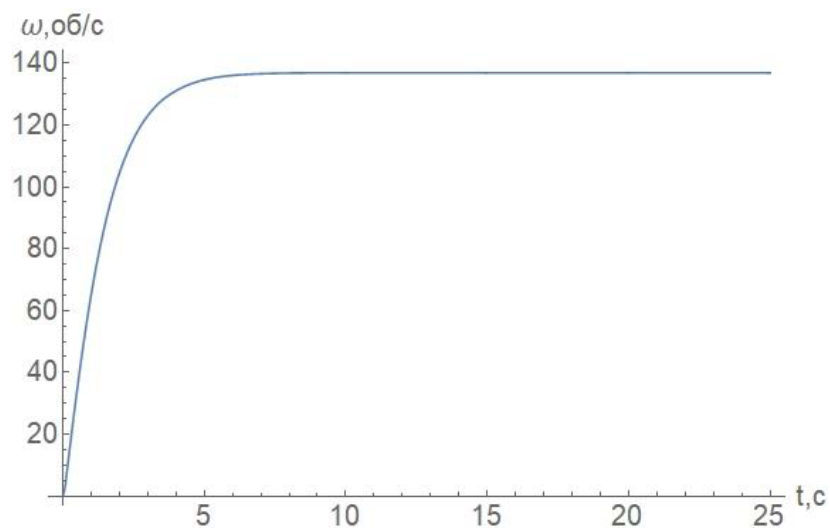


Рисунок В6 – Результаты моделирования разгона детандера при $p_1 = 200$ кПа

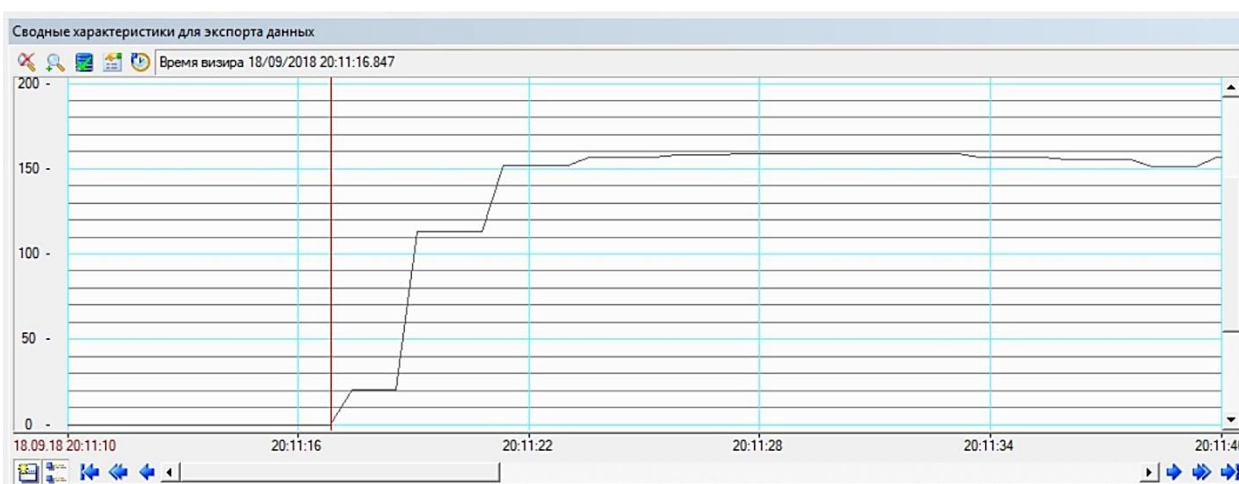


Рисунок В7 – Экспериментальные данные разгона детандера при $p_1 = 300$ кПа

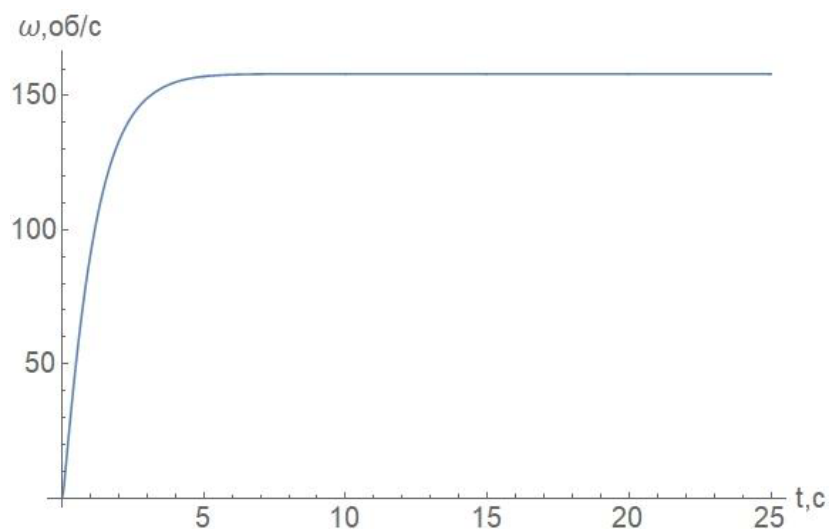


Рисунок В8 – Результаты моделирования разгона детандера при $p_1 = 300$ кПа

**ПРИЛОЖЕНИЕ Г. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ
МОЩНОСТИ И ПРИВЕДЕННОГО ОБЪЁМА ДЕТАНДЕРА,
ПОЛУЧЕННЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМ ПУТЁМ**

Таблица Г1. Полученные зависимости приведенного объемного расхода через детандер Q_d^3 (нм³/с) от давлений до p_1 (кПа изб.) и после него p_c (кПа изб.)

№ диапазона	Полученная зависимость
1	$-(1,984 \times 10^{-9}(100 + p_1)(-4289,852 + p_1^2 + p_1(-257,517 - 5,889p_c) + 1059,00899p_c - 10,8268p_c^2)(-28086,191 + p_1^2 + p_1(-257,517 - 5,888p_c) + 1059,00899p_c - 10,827p_c^2))/(-19757,472 - 257,517p_1 + p_1^2 + 1059,00899p_c - 5,888p_1p_c - 10,827p_c^2))$
2	$-((1,634 \times 10^{-10}(100 + p_1)(9479758,471 - 727692,424p_c + 13965,897p_c^2 + p_1(-168218,461 + 12760,917p_c - 243,812p_c^2) + p_1^2(684,5 - 52,427p_c + p_c^2))(9193482,165 - 727692,424p_c + 13965,897p_c^2 + p_1(-168218,461 + 12760,917p_c - 243,812p_c^2) + p_1^2(684,500 - 52,427p_c + p_c^2)))/(9293678,872 - 727692,424p_c + 13965,897p_c^2 + p_1(-168218,461 + 12760,917p_c - 243,812p_c^2) + p_1^2(684,500 - 52,427p_c + p_c^2)))$
3	$-((7,359 \times 10^{-11}(100 + p_1)(-2546462,379 + 84039,7p_c - 434,655p_c^2 + p_1^2(-30,844 + p_c) + p_1(15511,427 - 618,654p_c + 2,284p_c^2))(-3156830,683 + 84039,7p_c - 434,655p_c^2 + p_1^2(-30,844 + p_c) + p_1(15511,4276 - 618,654p_c + 2,284p_c^2)))/(-2943201,777 + 84039,7p_c - 434,655p_c^2 + p_1^2(-30,844 + p_c) + p_1(15511,427 - 618,654p_c + 2,284p_c^2)))$
4	$-((2,999 \times 10^{-10}(100 + p_1)(-399704,407 + p_1^2 + 6891,823p_c - 48,412p_c^2 + p_1(-52,637 - 23,9777p_c + 0,179p_c^2))(-250650,566 + p_1^2 + 6891,823p_c - 48,412p_c^2 + p_1(-52,637 - 23,977p_1 + 0,179p_c^2)))/(-347535,563 + p_1^2 + 6891,823p_c - 48,412p_c^2 + p_1(-52,637 - 23,977p_c + 0,179p_c^2)))$

Таблица Г2. Полученные зависимости мощности детандера (N_d^3 , Вт) от давлений до (p_1 , кПа изб.) и после него (p_c , кПа изб.)

№ диапазона	Полученная зависимость
1	$3,419 \times 10^{-11}(-7973,287 + p_1^2 + p_1(-209,539 - 5,317p_c) + 905,0p_c - 8,827p_c^2)(1,907 \times 10^8 + p_1^4 + p_1^3(-419,0792 - 10,634p_c) - 8493942,236p_c + 959778,271p_c^2 - 15976,0599p_c^3 + 77,908p_c^4 + p_1^2(27960,276 + 4038,209p_c + 10,616p_c^2) + p_1(-1325261,012 - 294480,101p_c - 5924,594p_c^2 + 93,860p_c^3))$

2	$ \begin{aligned} & -0,00207(9363050,554 - 628588,171p_c + 10540,889p_c^2 + p_1(-192121,704 \\ & + 12744,153p_c - 212,745p_c^2) + p_1^2(897,186 - 59,999p_c \\ & + p_c^2))(-3,5815 + 0,445p_c - 0,0229p_c^2 + 0,000511p_c^3 \\ & - 0,00000429p_c^4 + p_1^2(-0,00207 + 0,000276p_c - 0,00001379p_c^2 \\ & + 3,066 \times 10^{-7}p_c^3 - 2,560 \times 10^{-9}p_c^4) + p_1^4(-3,106 \times 10^{-8} \\ & + 4,155 \times 10^{-9}p_c - 2,0818 \times 10^{-10}p_c^2 + 4,631 \times 10^{-12}p_c^3 \\ & - 3,859 \times 10^{-14}p_c^4) + p_1^3(0,0000133 - 0,00000177p_c + 8,858 \\ & \times 10^{-8}p_c^2 - 1,969 \times 10^{-9}p_c^3 + 1,642 \times 10^{-11}p_c^4) + p_1(0,146 \\ & - 0,0185p_c + 0,000928p_c^2 - 0,0000207p_c^3 + 1,731 \times 10^{-7}p_c^4)) \end{aligned} $
3	$ \begin{aligned} & -0,001(-2375333,731 + 70810,793p_c - 350,549p_c^2 + p_1^2(-34,769 + p_c) \\ & + p_1(16116,229 - 573,72p_c + 2,062p_c^2))(-0,249 - 0,00623p_c \\ & - 0,00006p_c^2 + 4,4714 \times 10^{-7}p_c^3 - 1,10678 \times 10^{-9}p_c^4 \\ & + p_1^4(-1,0888 \times 10^{-11} + 6,263 \times 10^{-13}p_c - 9,00666 \times 10^{-15}p_c^2) \\ & + p_1^3(1,00938 \times 10^{-8} - 6,496 \times 10^{-10}p_c + 1,163 \times 10^{-11}p_c^2 \\ & - 3,714 \times 10^{-14}p_c^3) + p_1^2(-0,00000383 + 2,537 \times 10^{-7}p_c \\ & - 5,0583 \times 10^{-9}p_c^2 + 2,763 \times 10^{-11}p_c^3 - 3,829 \times 10^{-14}p_c^4) \\ & + p_1(0,00797 - 0,0000451p_c + 9,218 \times 10^{-7}p_c^2 - 6,253 \\ & \times 10^{-9}p_c^3 + 1,302 \times 10^{-11}p_c^4) \end{aligned} $
4	$ \begin{aligned} & -0,00422(-234333,355 + p_1^2 + 5865,765p_c - 38,364p_c^2 + p_1(31,415 \\ & - 22,595p_c + 0,1577p_c^2))(-0,207 - 1,602 \times 10^{-13}p_1^4 \\ & - 0,00882p_c - 0,0000084p_c^2 + 7,211 \times 10^{-8}p_c^3 - 2,358 \\ & \times 10^{-10}p_c^4 + p_1^3(-1,00669 \times 10^{-11} + 7,241 \times 10^{-12}p_c - 5,0519 \\ & \times 10^{-14}p_c^2) + p_1^2(7,493 \times 10^{-8} - 1,652 \times 10^{-9}p_c - 7,109 \\ & \times 10^{-11}p_c^2 + 1,142 \times 10^{-12}p_c^3 - 3,982 \times 10^{-15}p_c^4) + p_1(0,00728 \\ & - 0,00000176p_c + 5,469 \times 10^{-8}p_c^2 - 5,741 \times 10^{-10}p_c^3 + 1,938 \\ & \times 10^{-12}p_c^4) \end{aligned} $

