

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования «Южно-Уральский государственный университет
(национальный исследовательский университет)»

На правах рукописи



Карпенко Михаил Юрьевич

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ ТЕПЛОВОЗОВ
ПУТЕМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АММИАКА В КАЧЕСТВЕ КОМПОНЕНТА
МОТОРНОГО ТОПЛИВА

Специальность 2.4.7. Турбомашины и поршневые двигатели
(технические науки)

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, профессор
Лазарев Евгений Анатольевич

Челябинск – 2026

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. ПЕРСПЕКТИВЫ И ПРОБЛЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АММИАКА В КАЧЕСТВЕ КОМПОНЕНТА МОТОРНОГО ТОПЛИВА В ТРАНСПОРТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ.....	12
1.1. Необходимость использования безуглеродного топлива в транспортных двигателях.....	12
1.2. Основные проблемы и недостатки использования аммиака в транспортных двигателях.....	17
1.3. Отечественный и зарубежный опыт использования аммиака в качестве компонента моторного топлива в транспортных двигателях.....	18
1.4. Способы использования аммиака в качестве компонента моторного топлива в двигателях тепловозов.....	21
1.5. Перспективность использования аммиака в двигателях тепловозов. .	24
1.6. Выводы по первой главе.....	27
2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ ТЕПЛОВОЗА ПРИ ЗАМЕЩЕНИИ ЧАСТИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА АММИАКОМ.....	29
2.1. Теоретическое обоснование повышения энергетической эффективности и снижения расхода топливных ресурсов двигателя тепловоза при замещении части дизельного топлива аммиаком.....	29
2.2. Методика расчета рабочего цикла двигателя тепловоза при использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива.....	33
2.3. Методика определения необходимых параметров подачи аммиака во впускной коллектор двигателя тепловоза в зависимости от режима работы с условием обеспечения эффективности и экологичности рабочего цикла.....	41
2.4. Расчетная оценка параметров подачи аммиака во впускной коллектор двигателя тепловоза.....	47
2.5. Оценка параметров рабочего тела во впускном коллекторе	

при подаче аммиака в цилиндры двигателя тепловоза.....	57
2.6. Моделирование эксплуатационных показателей двигателя тепловоза при обогащении части аммиака и запальной порции дизельного топлива водородом.....	60
2.7. Выводы по второй главе.....	63
3. РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ДВИГАТЕЛЕЙ ТЕПЛОВОЗОВ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АММИАКА В КАЧЕСТВЕ КОМПОНЕНТА МОТОРНОГО ТОПЛИВА.....	65
3.1. Разработка системы подачи и смешения аммиака с воздухом перед подачей в цилиндры двигателя тепловоза.....	65
3.2. Разработка системы подачи водорода в качестве компонента моторного топлива в газодизель на основе диссоциации аммиака.....	68
3.3. Расчет параметров распыливающего устройства для подачи аммиака в цилиндры двигателя тепловоза.....	70
3.4. Численное моделирование течения воздуха в системе продувки цилиндра.....	76
3.5. Выводы по третьей главе.....	79
4. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ МАНЕВРОВОГО ТЕПЛОВОЗА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ АММИАКА В КАЧЕСТВЕ КОМПОНЕНТА МОТОРНОГО ТОПЛИВА.....	81
4.1. Программа и методика проведения экспериментальных исследований.....	81
4.2. Исследование процесса продувки цилиндра при подаче аммиака во впускной коллектор двигателя маневрового тепловоза.....	85
4.3. Выводы по четвертой главе.....	96
5. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ ТЕПЛОВОЗА ПРИ ПОДАЧЕ АММИАКА ВО ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР ПО НАГРУЗОЧНЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ.....	97
5.1. Выводы по пятой главе.....	101
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	102

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ.....	104
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ.....	105
ПРИЛОЖЕНИЕ А.....	118
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	119
ПРИЛОЖЕНИЕ В.....	126
ПРИЛОЖЕНИЕ Г.....	132
ПРИЛОЖЕНИЕ Д.....	134
ПРИЛОЖЕНИЕ Е.....	135
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж.....	140

ВВЕДЕНИЕ

В рамках Стратегии социально-экономического развития Российской Федерации, утвержденной распоряжением Правительства Российской Федерации от 29 октября 2021 г. № 3052-р, планируется к 2050 г. достичь снижения выброса парниковых газов на 14 % от текущих показателей [13].

Аммиак (NH_3) имеет значительные шансы стать элементом безуглеродной энергетики будущего, так как при его сгорании в воздухе образуются только азот и вода [5–8]. Его рассматривают как эффективный носитель водорода с массовым содержанием водорода 17,8 %, а также как моторное топливо [43, 44].

В Российской Федерации в последние годы вопросам использования водородного топлива на транспорте также стало уделяться особое внимание. Об этом свидетельствует Концепция развития водородной энергетики в Российской Федерации, утвержденная распоряжением правительства РФ от 5 августа 2021 г. №2162-р [87]. Одним из основных пунктов указанного плана мероприятий являются новые разработки отечественных энергоэффективных технологий получения, транспортировки и хранения водорода, а также апробации применения смесового топлива (с различным содержанием водорода в смеси) в двигателях различных видов транспорта в качестве моторного топлива.

Актуальность темы исследования. Перспективы дальнейшего широкого использования транспортных средств с двигателями внутреннего сгорания в значительной степени зависят от возможности достижения их требуемых показателей экологической безопасности [10]. Основными из этих показателей служат выбросы с отработавшими газами (ОГ) ДВС парниковых газов и токсичных веществ - нормируемых токсичных компонентов. Кардинальное улучшение экологических показателей дизельных двигателей возможно при использовании в них различных альтернативных топлив. В качестве безуглеродных моторных топлив рассматривают водород и аммиак [1]. В соответствии с энергетической стратегией холдинга ОАО «РЖД» на перспективу до 2030 года [11] одним из путей повышения экономичности и экологичности тепловозов является внедрение новых

энергосберегающих технических решений и технологий с использованием достижений в области водородной энергетики. Также одной из глобальных тенденций научно-технического развития железнодорожного транспорта, отраженных в стратегии научно-технологического развития холдинга ОАО «РЖД» на период до 2025 года и на перспективу до 2030 года («Белая книга») [12], является расширение применения эффективных двигателей, использующих водородное топливо. При использовании водорода в качестве моторного топлива возникает ряд проблем, которые на сегодняшний день окончательно не решены. Среди них высокая стоимость известных технологий получения водорода, сложность его хранения на заправочных станциях и на борту транспортных средств, его взрывоопасность, жесткое сгорание в цилиндрах ДВС, его негативное воздействие на конструкционные материалы и ряд других проблем. Часть указанных проблем решается при использовании в качестве моторного топлива аммиака. При этом аммиак можно рассматривать как носитель водорода, обеспечивающий его безопасное хранение. Молекулы аммиака отличаются высоким содержанием атомов водорода - каждый моль аммиака содержит 1,5 моля молекулярного водорода. Жидкий аммиак можно хранить при небольшой отрицательной температуре ($-33\text{ }^{\circ}\text{C}$) или при нормальной температуре под давлением около 0,9 МПа. Это значительно упрощает хранение и транспортировку этого энергоносителя.

Степень разработанности темы. При использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива, как правило, рассматривается газодизельный цикл, в котором основным топливом является штатное дизельное топливо (ДТ), а добавки аммиака подаются во впускной коллектор двигателя. Исследования по применению аммиака, а также различных смесевых топлив в газодизельном цикле с использованием запального дизельного топлива в транспортных двигателях отражены в работах Маркова В.А., Фурмана В.В., Галышева Ю.В., Лиханова В.А., Лазарева Е.А., Кулешова А.С., Шайкина А.П., Кавтарадзе Р.З., Патрахальцева Н.Н., Рослякова А.Д., Носырева Д.Я., Неговоры А.В., Анисимова А.С., и др.

Анализ литературы показал, что использование аммиака в качестве топлива для транспортных двигателей рассматривается как относительно новое и перспективное направление. Предпочтительным представляется использование аммиака в качестве моторного топлива в дизельных двигателях, работающих с повышенными степенями сжатия в широком диапазоне коэффициентов избытка воздуха. В этих условиях процесс сгорания аммиака более эффективен. Следует также учитывать сравнительно медленное горение аммиака. В связи с этим обстоятельством перевод с нефтяных дизельных топлив на аммиак проще осуществить в малооборотных и среднеоборотных двигателях, в частности, в тепловозных двигателях.

Цель работы. Повышение эффективности работы двигателей тепловозов путем использования аммиака в качестве компонента моторного топлива.

Задачи исследования:

1. Провести анализ современного состояния мирового опыта использования аммиака в качестве компонента и основного моторного топлива в транспортных энергетических установках.
2. Адаптировать математическую модель динамики развития давления и температуры газов в цилиндре при использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива для определения показателей эффективности, экономичности и экологичности рабочего цикла двигателя тепловоза.
3. Определить рациональные расчетные параметры системы подачи аммиака во впускной коллектор двигателя тепловоза.
4. Выполнить численное моделирование течения газозоудшной смеси в процессе продувки цилиндра при использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива двигателя.
5. Оценить влияние доли аммиака в смеси с дизельным топливом на показатели рабочего цикла двигателя маневрового тепловоза.
6. Разработать способ и устройство подачи и смешения аммиака с воздухом перед подачей в цилиндры двигателя тепловоза.

7. Провести экспериментальные исследования работы двигателя 1-ПД4Д (6ЧН31,8/33) маневрового тепловоза ТЭМ18ДМ с добавкой аммиака в качестве компонента моторного топлива на станции реостатных (стендовых нагрузочных) испытаний и в пункте экологического контроля с оценкой адекватности результатов теоретических расчетов и эксперимента.

Объект исследования. Рабочий цикл двигателя 1-ПД4Д (6ЧН31,8/33) маневрового тепловоза ТЭМ18ДМ с добавкой аммиака в качестве компонента моторного топлива.

Предмет исследования. Эффективные, экономические и экологические показатели двигателя маневрового тепловоза.

Методология и методы исследования. При проведении исследования применялись методы математического моделирования, математической статистики, планирования и обработки результатов натурного и вычислительного эксперимента. Расчетный синтез рабочего цикла двухтопливного двигателя для оценки влияния доли аммиака в смеси с дизельным топливом выполнен с использованием программы SYNG, разработанной на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета. Моделирование эффективных эксплуатационных показателей выполнено в программном комплексе EMDIESEL. Моделирование смешения аммиака с воздухом выполнено в ANSYS Fluent, а расчетный анализ процесса продувки цилиндра - в ANSYS CFX. Результаты теоретических исследований сопоставлялись с результатами реостатных испытаний тепловоза, полученными лично автором. При обработке результатов использовались Microsoft Excel и Statistica. Проектирование системы подачи аммиака во впускной коллектор двигателя маневрового тепловоза выполнено с помощью программного комплекса КОМПАС-3D.

Направление работы. Содержание диссертационной работы соответствует направлениям исследований 1, 2 и 4 паспорта научной специальности 2.4.7 «Турбомашины и поршневые двигатели»: разработке научных основ и экспериментальным исследованиям термодинамических, тепло- и массообменных,

физико-химических и гидрогазодинамических процессов в поршневых двигателях и их системах; разработке физико-математических моделей и методов экспериментальных исследований, направленных на повышение эффективности и экологичности рабочих процессов; совершенствованию систем управления и регулирования подачи компонентов моторного топлива и контроля показателей функционирования поршневого двигателя.

Научная новизна работы.

1. Для оценки эффективности, экономичности и экологичности двигателя маневрового тепловоза при использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива адаптирована математическая модель рабочего цикла с учетом в образующемся смесевом топливе массового расхода, доли и теплоты сгорания аммиака.

2. Разработана методика определения параметров оригинальной системы подачи и смешения аммиака с воздухом перед поступлением во впускной коллектор, обеспечивающих требуемые эффективность, экономичность и экологичность рабочего цикла двигателя маневрового тепловоза.

3. Теоретически и экспериментально обоснованы регулировочные параметры подачи компонентов моторного топлива и установлено влияние оптимальной доли аммиака в смесевом топливе на эффективные, экономические и экологические показатели рабочего цикла двигателя маневрового тепловоза на различных эксплуатационных режимах.

Практическая ценность.

1. Рекомендована методика определения необходимых параметров подачи аммиака во впускной коллектор двигателя тепловоза в зависимости от режима работы с условием обеспечения эффективности и экологичности рабочего цикла.

2. Для обоснования оптимальных фаз газораспределения с использованием программного комплекса ANSYS Fluent реализована методика определения расхода газовойздушной смеси при продувке цилиндра с подачей аммиака в газовойздушный тракт двигателя тепловоза.

3. Разработана система подачи аммиака во впускной коллектор, включая способ и устройство для его реализации; определены число, площадь поперечных сечений и форма распыливающих отверстий, место установки устройства, а также давление и расход аммиака.

4. Разработаны способ и устройство подачи водорода в качестве компонента моторного топлива в газодизель на основе диссоциации аммиака; техническое решение защищено патентом Российской Федерации на изобретение № 2867409.

Реализация работы. Полученные результаты работы приняты к реализации в эксплуатационном депо Самара Куйбышевской железной дороги – филиала ОАО «РЖД» в виде рекомендаций по использованию аммиака в качестве компонента моторного топлива для обеспечения экологической безопасности тепловозов. Использование результатов проведенного исследования подтверждено актами внедрения.

Положения, выносимые на защиту:

1. Методика определения необходимых параметров подачи аммиака во впускной коллектор двигателя маневрового тепловоза в зависимости от режима работы с условием обеспечения заданных эффективности и экологичности рабочего цикла.

2. Определение расхода газозоудшной смеси при продувке цилиндра с подачей аммиака в газозоудшный тракт двигателя маневрового тепловоза.

Степень достоверности результатов. Достоверность теоретических и экспериментальных исследований подтверждена соответствием применяемого исследовательского оборудования и измерительной аппаратуры требованиям отечественных и международных стандартов. Результаты теоретических исследований сопоставлены с экспериментальными результатами стендовых нагрузочных испытаний двигателя маневрового тепловоза с использованием реостата, полученными лично автором.

Апробация работы. Основные положения диссертации обсуждались на международных научно-практических конференциях в 2022 г. (РГУПС, БелГУТ,

ОмГУПС, СамГУПС), в 2023 г. (БелГУТ, СамГУПС), Всероссийской научно-практической конференции (ЮУрГУ), GreenTech Startup Booster 2023–2024 гг.

Диссертационная работа выполнена в соответствии с грантом ОАО «РЖД» № 5552783 от 31 января 2024 года, а также в соответствии с грантом конкурса УМНИК-2022.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 10 научных работ, в том числе статей – 7, из них 2 в ведущих научных изданиях из Перечня ВАК РФ, получены 3 патента на изобретение.

Структура и объем работы. Диссертация изложена на 140 страницах и включает введение, пять глав, заключение, список использованных источников, состоящий из 106 наименований, из них 20 зарубежных источников, а также 7 приложений.

1. ПЕРСПЕКТИВЫ И ПРОБЛЕМЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АММИАКА В КАЧЕСТВЕ КОМПОНЕНТА МОТОРНОГО ТОПЛИВА В ТРАНСПОРТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

1.1. Необходимость использования безуглеродного топлива в транспортных двигателях

В Энергетической стратегии ОАО «РЖД» от 11.02.08 № 269р поставлены задачи обеспечить замещение до 25 % потребляемого дизельного топлива альтернативным к 2030 г., снижение стоимости жизненного цикла до 8,5 %, а также снижение экологической нагрузки до 95 % [11].

Актуальность проблемы поиска новых энергоносителей для транспортных двигателей определяется в первую очередь необходимостью строгой экономии нефтепродуктов и, во-вторых, необходимостью обеспечения экологической безопасности тепловозов.

Положительное применение альтернативных топлив приводится научными коллективами во многих научных трудах [1–7]. Например, в этой области много работ проведено научными коллективами АО «ВНИИЖТ», АО «ВНИКТИ». Были проведены работы по проектам для конвертирования тепловозов 2ТЭ10Г, 2ТЭ116Г, ТЭМ2Г, ЧМЭЗГ, ТЭМ18Г для работы на газодизельный цикл, которые показали положительные результаты.

За последние 20 лет российские производители железнодорожного транспорта добились существенного прогресса в развитии технологий производства тепловозов, работающих по газодизельному и газовому циклам (рисунок 1.1).

К мероприятиям, обеспечивающим повышение эффективности транспортных двигателей, относится расширение использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив [1, 3, 47, 50].



Рисунок 1.1 – Проекты конвертирования тепловозов
для работы по газодизельному и газовому циклам [88]

К безуглеродным моторным топливам относятся водород (H_2) и аммиак (NH_3). Привлекательно использование в качестве моторного топлива водорода [52–56]. К его преимуществам следует отнести широчайшую сырьевую базу и отлаженные технологии получения, высокую теплотворную способность, примерно в 3 раза превышающую теплотворную способность нефтяного дизельного топлива (ДТ), возможность его использования в качестве топлива и в дизельных двигателях, и в двигателях с принудительным воспламенением рабочей смеси: его октановое число, определенное по моторному методу, равно 130 (таблица 1.1) [6]. И главное - продуктом сгорания водорода является вода.

В то же время существует ряд проблем, возникающих при использовании водорода в качестве моторного топлива, которые на сегодняшний день окончательно не решены. Среди них высокая стоимость получения водорода, сложность его хранения на заправочных станциях и на борту транспортных средств, его взрывоопасность, жесткое сгорание в цилиндрах двигателей, его негативное воздействие на конструкционные материалы и ряд других проблем. Часть указанных проблем решается при использовании в качестве моторного топлива аммиака [60–68].

Физико-химические характеристики
газообразных моторных топлив и ДТ [6]

Характеристика	Топливо				
	Водород	Аммиак	Метан	Бензин	ДТ
Формула состава	H ₂	NH ₃	CH ₄	C ₈ H ₁₇	C ₁₂ H ₂₆
Молекулярная масса	2,02	17,03	16,04	114	172
Плотность жидкой фазы при температуре кипения и $p = 0,1$ МПа, кг/м ³	71	-	416	730	830
Плотность газовой фазы при $t = 0$ °C и $p = 0,1$ МПа, кг/м ³	0,090	0,771	0,717	-	-
Относительная плотность газа по воздуху	0,065	0,596	0,554	-	-
Октановое число по моторному методу, ед.	130	110	110	90	-
Метановое число, ед.	0	-	100	-	-
Цетановое число, ед.	Около 1	Около 0	3	10	45
Температура самовоспламенения, °C	585	651	538	350	250
Температура кипения при $p = 0,1$ МПа, °C	-252,8	-33,4	-161,6	40-200	180-360
Температура критическая, °C	-239,9	132	-82,1	-	-
Теплота сгорания низшая (масс.), кДж/кг	119872	17130*	49948	44000	42500
Теплота сгорания низшая (об.), кДж/м ³	9372	13200*	35797	-	-
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг/кг	34,5	6,14	17,2	14,7	14,3
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 м ³ вещества, м ³ /м ³	2,40	3,66	9,53	-	-
Скорость распространения пламени при сгорании стехиометрической смеси (при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1$), м/с	2,5	0,08	0,40	0,37	0,30
Примечание. Прочерк в ячейке означает, что характеристика не определялась; * — с учетом диссоциации; для автомобильного бензина и ДТ указаны показатели топлив среднего состава.					

Технология применения аммиака работоспособная, надежная, отработанная для отдельных транспортных средств, однако необходима адаптация при конвертировании тепловозов на аммиак. Применять аммиак в качестве моторного топлива пробовали еще 70 лет назад [43, 44].

Аммиак является перспективным видом моторного топлива, его с уверенностью можно отнести к безуглеродной энергетике, так как он превосходит остальные виды по ряду преимуществ: экологическая безопасность, стоимость, гибкость производства и топливная взаимозаменяемость (рисунок 1.2).



Рисунок 1.2 – Преимущества использования аммиака в транспортных двигателях

Аммиак - одно из наиболее широко известных неорганических химических веществ, широко используемых для производства азотных удобрений. Известны различные технологии промышленного получения аммиака [43, 44]. Около 95 % мирового производства аммиака основано на использовании ископаемых энергоносителей.

При этом 72 % мирового производства аммиака базируется на его получении из природного газа, еще 22 % этого производства основано на его получении путем газификации угля (эта технология широко используется в Китае).

Производство аммиака начало заметно расти примерно с 1900-х годов [6, 51]. В 2019 г. было произведено около 240 млн т аммиака и прогнозируется, что в 2030 г. его производство увеличится примерно до 300 млн т. Большая часть его производится в четырех странах мира: Китае, Индии, России и США, но продается аммиак по всему миру (рисунок 1.3 и 1.4) [6, 51].

Объем мирового производства аммиака составляет около 170 млн т в год (рисунок 1.4) [51]. Китай и Индия входят в число ведущих импортеров аммиака, а Россия - экспортеров.

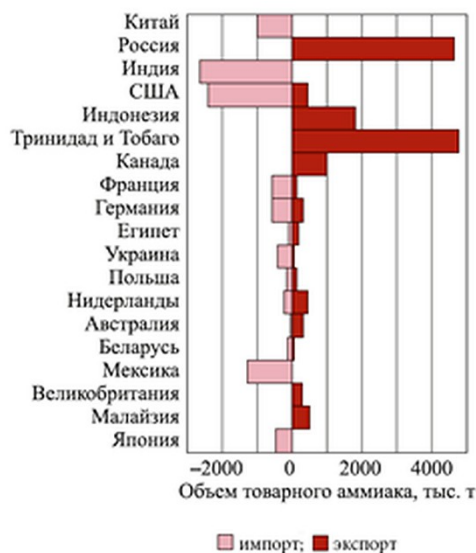


Рисунок 1.3 – Распределение производства аммиака по странам [6]



Рисунок 1.4 – Мировое производство аммиака [6]

Аммиак импортируется и экспортируется во многие страны мира на всех континентах. Использование аммиака в качестве топлива приведет к диверсификации производственного процесса. Аммиак используется в основном в сельском хозяйстве (80 %), а также в производстве пластмасс, фармацевтических препаратов и взрывчатых веществ [51].

Как безуглеродный носитель водорода, аммиак повысил бы темпы глобального развития водородной экономики. Технологии производства, транспортировки и хранения аммиака уже хорошо развиты благодаря широкому спектру его применений. Он хранится в жидком виде при различном давлении и температуре. Процесс ожижения аммиака прост и недорог по сравнению с водородом [51]. При использовании больших емкостей низкотемпературное хранение аммиака более целесообразно экономически и может быть почти в 16 раз

дешевле, чем хранение водорода. Аммиак как легко транспортируемое топливо с нулевым выбросом углерода обладает значительным потенциалом для широкого внедрения в соответствии с глобальной концепцией углеродной нейтральности [51].

1.2. Основные проблемы и недостатки использования аммиака в транспортных двигателях

Несмотря на указанные выше преимущества использования водорода и аммиака как моторных топлив, их широкое применение в транспортных двигателях сдерживается особенностями их сгорания. В частности, в условиях камеры сгорания двигателя сгорание водорода отличается чрезмерно большой скоростью (примерно в 8 раз превышающей скорость сгорания дизельного топлива), а аммиак, напротив, характеризуется очень медленным сгоранием (скорость его сгорания примерно в 4 раза меньше скорости сгорания дизельного топлива (таблица 1.1)). По этой причине аммиак в большей степени подходит в качестве топлива для средне- и малооборотных дизельных двигателей, которые устанавливаются на тяговом автономном подвижном составе.

Известны работы, посвященные особенностям сгорания водорода [24–28], аммиака [29–35], смесей водорода, аммиака, природного газа [36–40]. Но необходимы дополнительные исследования и анализ кинетического механизма воспламенения и окисления аммиака в условиях камеры сгорания двигателя и мероприятий, улучшающих качество процесса сгорания в цилиндрах, включая добавку водорода в рабочую смесь с целью повышения эффективности процесса сгорания.

Сравнительный анализ основных физических свойств аммиака и других топлив показывает, что у аммиака:

- высокая температура самовоспламенения ($t = 651\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- низкая скорость пламени (до $0,1\text{ м/с}$);
- низкая низшая теплота сгорания $H_u = 18\,631\text{ кДж/кг}$.

Все эти факторы являются причиной трудностей, которые имеют место при организации воспламенения и поддержания устойчивого горения во всем диапазоне режимов эксплуатации двигателя тепловоза. Холодный аммиак без предварительного подогрева до 150 °С в смеси с воздухом не воспламеняется искровым способом, имеет очень узкий концентрационный диапазон устойчивого горения аммиака (коэффициент избытка воздуха в зоне горения α в диапазоне 0,98...1,15).

1.3. Отечественный и зарубежный опыт использования аммиака в качестве компонента моторного топлива в транспортных двигателях

Научно-исследовательские работы по использованию альтернативных топлив, в том числе аммиака, как в качестве моторного топлива, так и в качестве компонента моторного топлива проводятся специалистами МГТУ им. Н.Э. Баумана, ООО «ППП «Двигательавтоматика», ЮУрГУ, Вятский ГАТУ, СПбПУ, Института инженерной теплофизики Академии наук Китая, Aerospace times Feihong Technology Co., Ltd, Шанхайского университета Цзяо Тонг, ПривГУПС и др.

Основные результаты по данному направлению нашли отражение в научных трудах Маркова В.А., Фурмана В.В., Галышева Ю.В., Лиханова В.А., Лазарева Е.А., Кулешова А.С., Бовэнь Са, Ин Лю, Ч. Юй, Ц. Чжао, Д. Хан и др.

Технические возможности использования аммиака в цилиндрах транспортных двигателей показывает значительное количество публикаций.

Известны работы зарубежных исследователей, посвященные адаптации дизельных двигателей к работе на аммиаке [60–71]. Как правило, рассматривается двухтопливный цикл, в котором основным топливом является штатное дизельное топливо (ДТ), а добавки аммиака подаются во впускной коллектор двигателя. Путем подбора подач этих двух видов топлива удастся обеспечить наилучшие показатели топливной экономичности двигателя и токсичности его ОГ. Проводятся подобные исследовательские работы и в России [53–59]. Однако необходимы

дополнительные исследования процесса сгорания и рабочего процесса в целом при подаче аммиака в жидкой фазе во впускную систему двигателя после компрессора.

В работе [7] авторы исследовали эффективность сжигания аммиака в газодизельном цикле с использованием диметилового эфира в качестве запальной дозы. Исследования рабочего процесса и вредных выбросов с отработавшими газами проводились на автотракторном газодизеле ЯМЗ-53415. Результаты показали следующее: наиболее целесообразная величина запальной дозы топлива – 20 %, оптимальный угол опережения впрыска топлива – 14 град. до ВМТ, давление наддува – 0,25 МПа, коэффициент избытка воздуха – 1,5. При этом по сравнению с работой двигателя только на диметиловом эфире индикаторный КПД уменьшается на 5 %, выбросы оксидов азота уменьшаются на 11 %, выбросы парникового газа CO₂ уменьшаются на 79 %, выбросы твердых частиц уменьшаются на 71 %.

Авторы в работе [19] показали перспективность использования аммиака в качестве альтернативного топлива для транспортного двигателя типа Д-49, в котором аммиак в газовой фазе подавался во впускную систему, а воспламенение в цилиндрах осуществлялось от запальной дозы метилового эфира соевого масла. Энергетическая доля аммиака в общей подаче топлива составляла 0, 20, 40, 60 и 80 %. Исследованы режимы работы двигателя с частотой вращения коленчатого вала 7,5 с⁻¹ и крутящим моментом 1000 и 4000 Н·м. Выбор частичных скоростных и нагрузочных режимов обусловлен сложностью организации эффективного сгорания аммиака. Результаты расчетов свидетельствуют о том, что при увеличении энергетической доли аммиака от 0 до 80 % удельный эффективный расход топлива увеличивается в 2,4–3,5 раза. При этом эмиссия оксидов азота снижается на 20–40 %, выброс сажи – примерно в 4 раза, выброс углекислого газа – в 7–8 раз.

Исследования, проведенные в работе [21] на транспортном двигателе типа Д-245 на номинальном режиме работы двигателя с мощностью 83,8 кВт при частоте вращения коленчатого вала 2400 мин⁻¹ при энергетической доле аммиака в общей подаче топлива в диапазоне 0...80 % показали, что с увеличением доли аммиака до 20 % эффективный КПД двигателя возрастает на 3,2 % по сравнению с

КПД дизельного цикла. При дальнейшем росте доли аммиака до 80 % КПД двигателя падает примерно на 10 %. В указанном диапазоне увеличения доли аммиака выброс углекислого газа снижается с 731,7 до 160,8 г/(кВт · ч).

В работе [73] авторы рассмотрели возможность и перспективность использования аммиака в качестве моторного топлива для газового двигателя КАМАЗ 820.70. Благодаря более низкой температуре рабочего цикла при работе на аммиаке выделяется более чем в 3 раза меньше оксидов азота. Благодаря отсутствию в составе аммиака углерода в отработавших газах также отсутствуют продукты его неполного сгорания.

В работе [72] представлены результаты исследования рабочего процесса и вредных выбросов с отработавшими газами автотракторного газодизеля при работе на аммиаке с добавкой водорода. Исследования рабочего процесса газодизеля, работающего на аммиаке с различной запальной дозой дизельного топлива, показали, что при уменьшении дозы дизельного топлива со 100 % до 5 % сохраняется мощность и КПД двигателя, максимальное давление в цилиндре снижается на 26 %, выбросы оксидов азота и количество несгоревшего аммиака увеличиваются. Расчет рабочего процесса газодизеля, работающего на аммиаке с добавкой водорода, позволил определить минимальную добавку водорода, обеспечивающую полное сгорание аммиака. Работа газодизеля на аммиаке приводит к значительному снижению выбросов углекислого газа, более чем на порядок, т. е. аммиак может стать альтернативой углеводородному топливу для достижения углеродной нейтральности. Применение небольшой добавки водорода - 0,4 % позволяет значительно увеличить скорость сгорания аммиачно-воздушной смеси и обеспечивает практически полное сгорание аммиака. Выбросы оксидов азота при замещении дизельного топлива аммиаком увеличиваются более чем в два раза. Для их снижения необходимо использовать известные способы - рециркуляцию отработавших газов, SCR-нейтрализатор.

1.4. Способы использования аммиака в качестве компонента моторного топлива в двигателях тепловозов

К настоящему времени сформировались некоторые подходы к использованию альтернативного топлива в транспортных двигателях. На рисунке 1.5. приведена схема возможных вариантов подачи аммиака в двигатель [13].

Топливная система тепловозов способна выдержать разные по сложности нагрузки, включая изменения в режимах работы. С учетом этого возрастает значимость разработки надежных двухтопливных двигателей, которые обеспечат безаварийную эксплуатацию тепловозов на жидком и альтернативном топливе в разных пропорциях горючей смеси.

Для тепловозных двигателей возможны два варианта схемы подачи аммиака через впускной воздушный коллектор:

- в первом варианте аммиак подается в воздушную магистраль после турбокомпрессора. При испарении аммиак с целью повышения массового расхода воздуха через цилиндры выполняет функцию холодильника надувочного воздуха. Теплота испарения аммиака значительная ($r = 1370$ кДж/кг, у дизельного топлива, например, в среднем $r = 210$ кДж/кг);

- во втором варианте аммиак можно подавать в воздушную магистраль до турбокомпрессора. При этом дополнительно к вышесказанному эффекту добавляется эффект повышения эффективности работы турбокомпрессора.

Наиболее простой и менее надежный способ подачи аммиака непосредственно из баллона в штуцер – форсунку на входе во впускной коллектор за турбокомпрессором. Такая схема самая простая, но имеет существенный недостаток – только часть аммиака из баллона может быть израсходована.

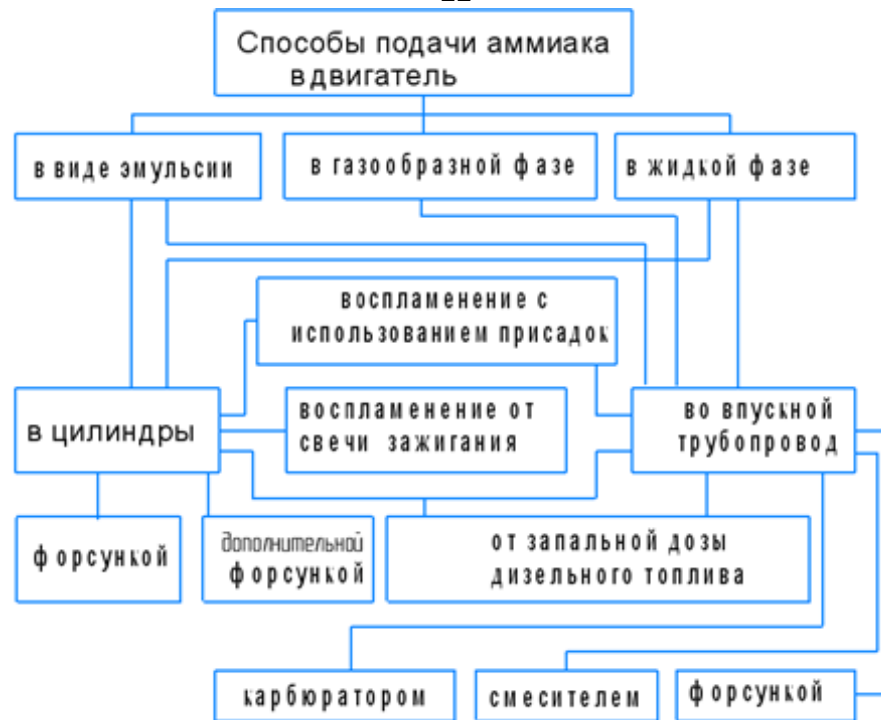


Рисунок 1.5 – Схема возможных вариантов подачи аммиака в цилиндры двигателя

Максимальное давление подачи жидкого аммиака составляет примерно $P = 4,90$ МПа. При давлении аммиака в баллоне 14,7 МПа некоторую часть можно подавать без насоса только за счет давления в баллоне. Схема подачи аммиака под давлением в баллоне приведена на рисунке 1.6.

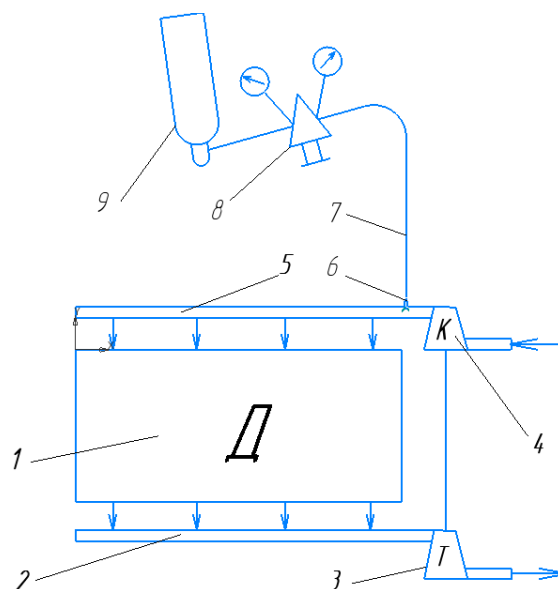


Рисунок 1.6 – Схема подачи аммиака под давлением в баллоне

- 1 – двигатель; 2 – коллектор выпускной; 3 – турбина турбокомпрессора;
 4 – компрессор турбокомпрессора; 5 – коллектор впускной; 6 – штуцер-форсунка;
 7 – гибкий шланг или металлорукав; 8 – редуктор; 9 – баллон (ёмкость) с аммиаком.

При такой схеме аммиак можно расходовать только до снижения давления в баллоне до 0,49 МПа.

Практически весь аммиак из баллона можно использовать, если для создания давления на входе в штуцер-форсунку использовать насос. Схема такой системы приведена на рисунке 1.7.

При этом штуцер-форсунки и давления подачи аммиака при испытании такие, как и в предыдущем варианте схемы.

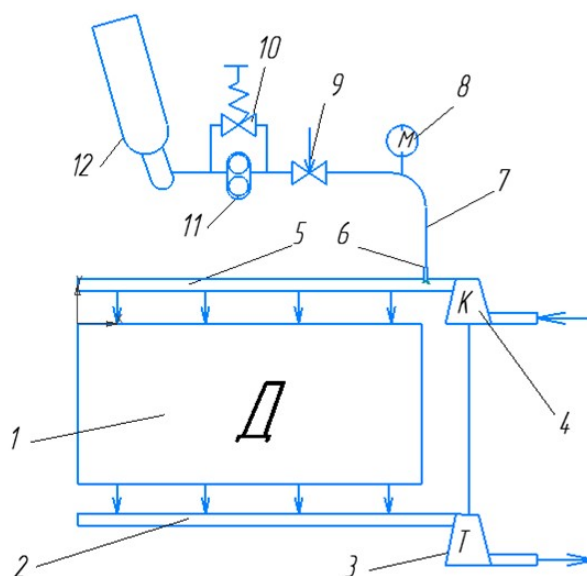


Рисунок 1.7 – Схема подачи аммиака с насосом

1 – двигатель; 2 – коллектор выпускной; 3 – турбина турбокомпрессора; 4 – компрессор турбокомпрессора; 5 – коллектор впускной; 6 – штуцер-форсунка; 7 – гибкий шланг или металорукав; 8 – манометр; 9 – вентиль (кран); 10 – перепускной клапан; 11 – насос шестеренчатый; 12 – баллон (ёмкость) с аммиаком.

Для исключения остановки двигателя для замены штуцер-форсунок необходимо использовать схему с клапанами и дополнительными жиклерами.

На рисунке 1.8 представлено устройство для подачи и смешения с воздухом аммиака перед подачей в цилиндры двигателя.

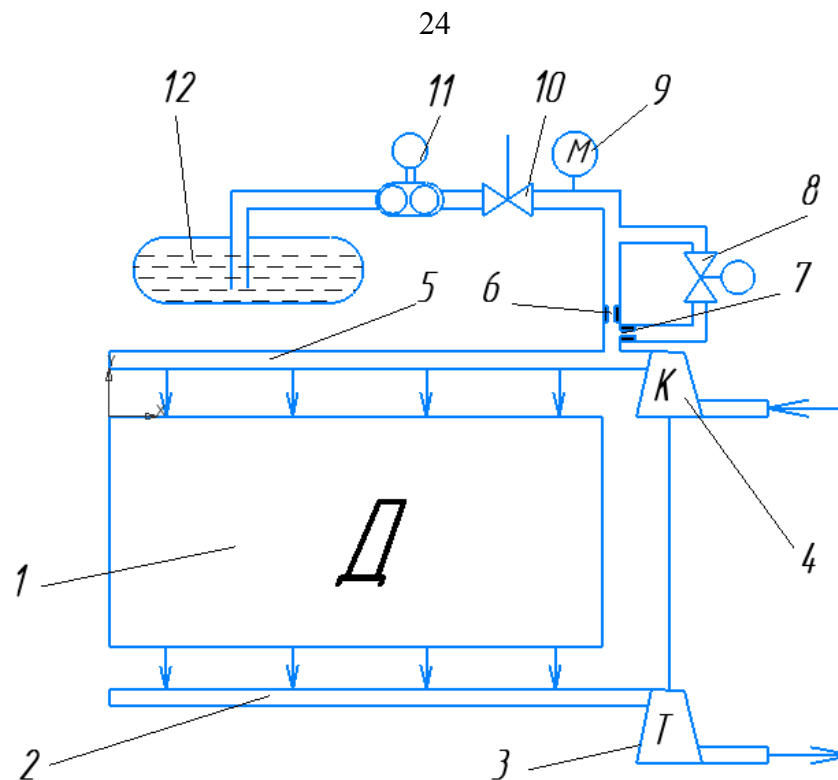


Рисунок 1.8 – Устройство для подачи и смешения с воздухом аммиака перед подачей в цилиндры двигателя тепловоза

1 – двигатель; 2 – коллектор выпускной; 3 – турбина турбокомпрессора; 4 – компрессор турбокомпрессора; 5 – коллектор впускной; 6 – жиклер основной; 7 – жиклер дополнительный; 8 – клапан нормально закрытый; 9 – манометр; 10 – вентиль регулировочный; 11 – насос шестерёчатый; 12 – ёмкость с аммиаком.

1.5. Перспективность использования аммиака в двигателях тепловозов

Компания ОАО «РЖД» согласно энергетической стратегии от 11 февраля 2008г. № 269р поставила перед собой следующие задачи [11]:

- заместить порядка 25 % используемого углеводородного топлива альтернативным к 2030 г;
- снизить стоимость жизненного цикла тепловозов до 8,5 %;
- снизить экологическую нагрузку до 95 % [11].

Одним из главных преимуществ аммиака как моторного топлива служит его высокая детонационная стойкость, что позволяет увеличивать степень сжатия двигателя до 17 и выше.

Перспективность аммиака как топлива обусловлена его относительно низкой стоимостью и практически неограниченной сырьевой базой. При полном сгорании аммиака образуется только один вредный компонент – окислы азота NO_x , причем его содержание существенно меньше, чем при работе на дизельном топливе. При этом аммиак можно рассматривать как носитель водорода, обеспечивающий его безопасное хранение.

В работе [89] продемонстрировано, что самовоспламенение смеси аммиака с воздухом происходит при степени сжатия, равной 31. Таким образом, для малооборотных и среднеоборотных двигателей тепловозов, работающих с повышенными степенями сжатия в широком диапазоне коэффициентов избытка воздуха, осуществить перевод с нефтяных дизельных топлив на аммиак проще.

Возможны различные направления использования аммиака в качестве моторного топлива в двигателях тепловозов. Его можно использовать в качестве самостоятельного моторного топлива или в сочетании с другими жидкими и газообразными нефтяными и альтернативными топливами (включая биотоплива и водород). При этом наиболее простым способом организации работы двигателей на аммиаке служит его подача во впускную систему. Аммиак относится к низкоцетановым топливам, отличающимся плохой самовоспламеняемостью в условиях камеры сгорания (КС) дизельного двигателя. Температуры их самоспламенения равны 930 К, а цетановое число около 0. Наиболее эффективным способом надежного воспламенения аммиачно-воздушных смесей в КС в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов является организация двухтопливной работы двигателя. При этом этой смеси осуществляется от теплоты сгорания впрыскиваемого в КС запального нефтяного дизельного топлива (ДТ).

Для использования аммиака в качестве компонента моторного топлива в двигателях тепловозов необходимо выполнить внешнее смесеобразование. Так как температура самовоспламенения аммиака высокая, то его можно подавать вместе с воздухом в цилиндры и сжимать. Детонация в таком случае при самовоспламенении при сжатии аммиака не будет, потому что у него очень

большое октановое число (ОЧ) 130 и он воспламеняется при степени сжатия $\varepsilon = 30 - 40$.

Запальная порция дизельного топлива может составлять 15-40 %. Впрыснутое дизельное топливо формирует факел, в котором воспламеняется аммиачно-воздушная смесь. Поэтому аммиак целесообразно подавать во впускной коллектор вместе с воздухом. Недостатком схемы является частичное замещение воздуха парами аммиака и соответствующее снижение воздушного заряда. Однако стехиометрическая потребность в воздухе у аммиака существенно ниже, чем у дизельного топлива: $L_0 = 6,07$ кг воздуха/кг, NH_3 против $L_0 = 14,5$ кг воздуха на кг ДТ. Испарение аммиака также снижает температуру заряда. Эти факторы частично компенсируют уменьшение массы воздуха; требуемый угол опережения впрыска должен определяться расчетно и экспериментально для каждого режима.

Аммиак можно подавать во впускной коллектор в разных точках: например, его можно подавать за турбокомпрессором (ТК), где стоит охладитель воздуха. Например, на номинальном режиме работы двигателя (100 % N_e ном) штатный охладитель наддувочного воздуха снижает его температуру за турбокомпрессором на 10–15 °С, тогда как при частичных нагрузках (25–62,5 % N_e ном) может наблюдаться повышение температуры воздуха на входе в цилиндры. Снижение температуры наддувочного воздуха повышает его плотность и массовое наполнение цилиндров, что способствует увеличению мощности и снижению удельного расхода топлива; повышение температуры дает обратный эффект. Поэтому здесь решается еще одна задача. Если после ТК вместо теплообменника будет производиться впрыскивание аммиака, например в пропорциях 40 % ДТ 60 % аммиака, то тогда получится положительный эффект, потому что аммиак очень много тепла берет на испарение. Температура кипения аммиака при атмосферном давлении составляет около –33 °С. При впрыскивании во впускной тракт за турбокомпрессором аммиак испаряется и поглощает значительное количество теплоты вследствие высокой удельной теплоты парообразования. Необходимо будет снизить температуру, примерно на 25–30 °С. Это намного лучше, чем применяемый штатный теплообменник.

Турбокомпрессор использует часть энергии отработавших газов, а турбина создает противодавление в выпускной системе. При прочих равных условиях снижение температуры воздуха на входе в компрессор с +15 до -5 °С вследствие испарения аммиака может уменьшить расчетную мощность привода компрессора, например с 88,3 до 73,5 кВт; разность составляет 14,8 кВт. Одновременно возможно увеличение степени повышения давления и массового наполнения цилиндров. Количественная оценка этого эффекта должна выполняться для конкретной характеристики турбокомпрессора.

1.6. Выводы по первой главе

1. Подтверждена целесообразность использования аммиака в качестве компонента моторного топлива для двигателей тепловозов благодаря его экологической безопасности, низкой стоимости, гибкости производства и топливной взаимозаменяемости с целью повышения эффективности работы тепловозов.

2. На основании проведенного анализа отечественного и зарубежного опыта применения аммиака в качестве компонента моторного топлива в транспортных двигателях установлено, что наиболее эффективным является использование смесового топлива, в котором доля замещения аммиака в жидком виде по массе при смешении с дизельным топливом варьируется в диапазоне от 40 до 60 %.

3. Определено, что аммиак характеризуется очень медленным сгоранием, скорость его сгорания примерно в 4 раза меньше скорости сгорания дизельного топлива, поэтому он в большей степени подходит в качестве топлива для средне- и малооборотных тепловозных дизельных двигателей. При этом аммиак проявляет коррозионную активность по отношению к таким цветным металлам, как медь, латунь, бронза. Это объясняется щелочными свойствами аммиака.

4. Рассмотрены и проанализированы преимущества и недостатки существующих способов использования аммиака в качестве компонента моторного топлива с целью минимального изменения штатной комплектации двигателя тепловоза. Одним из способов подачи аммиака в широком диапазоне скоростных и

нагрузочных режимов двигателя является ввод его в жидком виде вместе с воздухом в цилиндры двухтопливного двигателя в процессе впуска. В таком двигателе с наддувом аммиак целесообразно подавать во впускной коллектор после компрессора. При этом дополнительно охлаждается воздух после компрессора и уменьшается температура газовой смеси на входе в цилиндры двигателя, также исключается детонация. Также для исключения остановки двигателя для замены штуцер-форсунок необходимо использовать схему с клапанами и дополнительными жиклерами

5. Выявлено, что, если аммиак с целью повышения массового расхода воздуха подавать в воздушную магистраль после турбокомпрессора, он будет выполнять функцию холодильника наддувочного воздуха, так как теплота испарения аммиака значительная $r = 1370$ кДж/кг, а у дизельного топлива в среднем $r = 210$ кДж/кг. Если аммиак подавать в воздушную магистраль до турбокомпрессора, то дополнительно к указанному эффекту добавляется эффект повышения эффективности работы турбокомпрессора.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ ТЕПЛОВОЗА ПРИ ЗАМЕЩЕНИИ ЧАСТИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА АММИАКОМ

2.1. Теоретическое обоснование повышения энергетической эффективности и снижения расхода топливных ресурсов двигателя тепловоза при замещении части дизельного топлива аммиаком

Важный фактор, который необходимо учитывать при использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива, - повышенная температура его самовоспламенения. Она труднодостижима при сжатии рабочего тела в цилиндре на такте сжатия. Поэтому принудительное воспламенение такой топливовоздушной смеси может быть обеспечено использованием теплоты сгорания запальной порции нефтяного ДТ, подаваемого в цилиндры штатной системой топливоподачи тепловоза [100–102].

С методической целью необходимо проанализировать теплофизические процессы и особенности рабочего цикла двухтопливного дизельного двигателя при комбинированном процессе смесеобразования, которые имеют место при замещении аммиаком части нефтяного ДТ. При этом необходимо учесть исходные параметры топливовоздушной смеси, полученные при испытании тепловозного двигателя [8, 9, 28].

Также необходимо рассмотреть физико-химических и теплофизических свойств моторного топлива с использованием аммиака в качестве компонента в смеси с нефтяным дизельным топливом. Параметры газовой смеси на входе в цилиндры целесообразно определять с учетом изменения состава топливовоздушной смеси во внутрицилиндровом пространстве двигателя в связи с различием теплофизических свойств компонентов смесового моторного топлива. Учет теплофизических свойств воздуха и аммиака осуществляется при определении параметров процессов, составляющих рабочий цикл в двухтопливном дизельном двигателе, использующем смесовое моторное топливо. Физические параметры продуктов сгорания топливовоздушной смеси на выходе из цилиндра находят с учетом средних значений показателей адиабаты. Средние значения

показателей адиабаты для топливовоздушной смеси в дизельном двигателе при использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива устанавливают расчетом средних значений показателей для каждого компонента в отдельности, а затем и для смеси.

Первоначально при предварительном рассмотрении влияние изменения доли аммиака в газовой смеси на работу процессов сжатия и расширения в рабочем цикле дизельного двигателя, а также факторы, определяющие теплообмен со стенкой цилиндра, не рассматривались. В характерном для исследуемых двигателей диапазоне изменения давления влиянием его на средние молярные теплоемкости компонентов смеси можно пренебречь.

В дальнейшем при углубленном рассмотрении рабочего цикла необходимо выполнить расчетный синтез рабочего цикла с комбинированным смесеобразованием в двухтопливном двигателе. При этом определить параметры газовой смеси в процессах впуска и сжатия, а также параметры азото- и углеводородной смеси с воздухом в процессе ее сгорания и в процессе последующего расширения продуктов сгорания этой топливовоздушной смеси.

Наибольшую информацию об особенностях протекания физических процессов во внутрицилиндровом пространстве дает индикаторная диаграмма давления газов в цилиндре двухтопливного двигателя, которая представлена на рисунке 2.1.

На индикаторной диаграмме давления газов выделяют процессы, составляющие рабочий цикл: впуск газовой смеси ($s - a_1$), сжатие газовой смеси ($a - c$), сгорание топливовоздушной смеси ($y - z$), расширение продуктов сгорания ($c - e$), выпуск отработавших газов ($b_1 - r_1$).

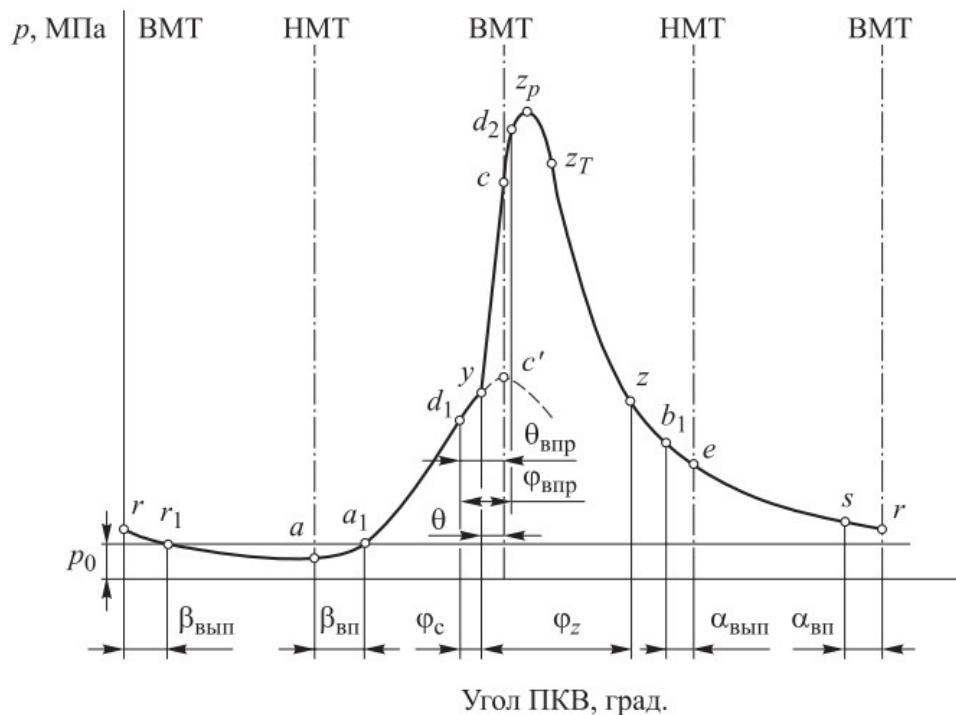


Рисунок 2.1 – Индикаторная диаграмма давления газов в цилиндре двухтопливного четырёхтактного двигателя

Следует отметить периоды: $e - r_1$ – свободный выпуск, $e - r$ – принудительный выпуск, $s - r_1$ – продувка при перекрытии клапанов, $d_1 - d_2$ – процесс впрыскивания дизельного топлива, $d_1 - z$ – процесс комбинированного смесеобразования, а $d_1 - y$ – задержка самовоспламенения дизельного топлива в топливовоздушной смеси.

Кроме того на диаграмме обозначены характерные точки: y – момент самовоспламенения запальной порции дизельного топлива и последующего воспламенения газовой смеси, z_p – достижение максимального давления газов $p_{\max}$, z_T – достижение максимальной температуры газов $T_{\max}$, s и a_1 – открытие и закрытие впускного клапана, b_1 и r_1 – открытие и закрытие выпускного клапана.

Наибольшую сложность представляет моделирование процесса сгорания в двухтопливном двигателе. В процессе сгорания выделяют начальный и основной периоды, характеризующие механизм возникновения пламени и его распространение в объеме камеры сгорания. При этом используются кинетические константы для описания скорости сгорания [6, 13]. Следствием сложного

изменения скорости выгорания топлива в начальном φ_n и основном φ_o периодах является наличие двух максимумов скорости (W_{φ}^n max и W_{φ}^o max) на дифференциальной $dx/d\varphi = f(\varphi)$ характеристике и явно выраженного перехода доли выгоревшего топлива от x_n к x_o на интегральной $x = f(\varphi)$ характеристике выгорания, рисунок 2.2.

Самостоятельный интерес представляет термодинамический анализ экспериментально полученной индикаторной диаграммы давления газов в цилиндре двухтопливного двигателя, позволяющий получить трудно-определяемые параметры процесса сгорания, такие как коэффициент эффективности сгорания, продолжительность, как начального и основного периодов, так и процесса сгорания в целом. Установление этих параметров даст возможность оценить степень управляемости процесса сгорания по критериям управляемости и уровень управления.

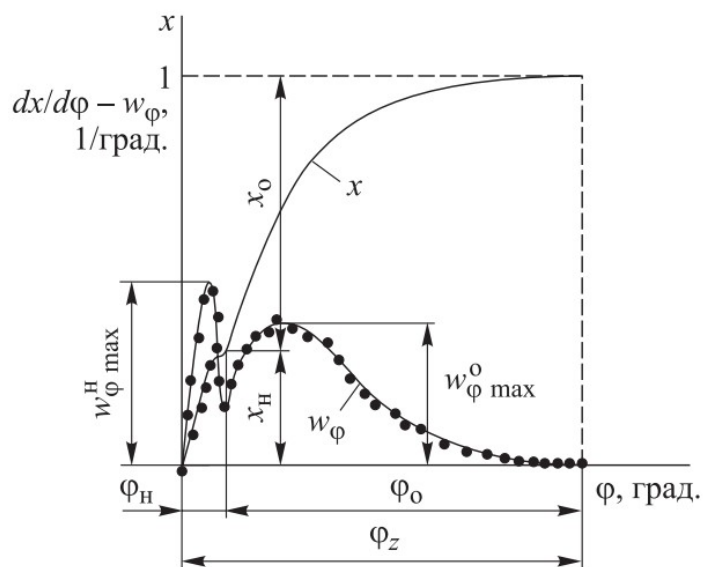


Рисунок 2.2 – Дифференциальная и интегральная характеристики
выгорания топлива

Особенностью методики расчета рабочего цикла двигателя тепловоза при использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива являются следующие основные положения:

- учет изменения состава рабочего тела при определении давлений, удельного объема и молекулярной массы производится для единицы массы заряда с учетом топлива, участвующего в смесеобразовании;

- процесс сгорания топлива рассматривается как процесс подвода теплоты с учетом изменения состава образующихся и участвующих в нем газов;

- унимодальная функция И.И. Вибе в целях обеспечения достаточной точности используется в модифицированном виде, учитывающем наличие двух экстремумов на дифференциальной характеристике выгорания топлива;

- для сравнительного анализа процесса выгорания топлива приводится критериальная оценка его качества. В математическую модель рабочего цикла отдельными блоками входят модели процессов: впуска, сжатия, сгорания и расширения, а также критериальная оценка качества процесса сгорания и синтез индикаторных показателей рабочего цикла.

Определение параметров газовой смеси на входе в цилиндры производится на основе анализа изменения состава смеси газов во внутрицилиндровом пространстве двигателя. Изменение состава смеси определяется различием теплофизических параметров компонентов, что влияет на процессы сжатия и расширения при перемещениях поршня от НМТ к ВМТ и обратно.

2.2. Методика расчета рабочего цикла двигателя тепловоза при использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива

Моделирование процесса впуска в рабочем цикле

Значения параметров воздушного заряда в начале процесса впуска представляются в исходных данных.

Дополнительно также определяются:

- приведенные элементарный химический состав и низшая теплота сгорания смесового топлива:

$$C_{Nпр} = g_T C_{NT} + (1 - g_T) C_N,$$

$$C_{Hпр} = g_T C_{HT} + (1 - g_T) C_H,$$

$$C_{Cпр} = g_T C_{CT} + (1 - g_T) C_C,$$

$$C_{Oпр} = g_T C_{OT} + (1 - g_T) C_O,$$

$$H_{u\text{ пр}} = g_{\text{т}} H_{\text{ут}} + (1 - g_{\text{т}}) H_{\text{u}},$$

где $g_{\text{т}}$ - массовая доля газового топлива от общей цикловой подачи смесового топлива;

$C_{\text{N}}, C_{\text{H}}$ - химический состав аммиака в массовых долях;

$C_{\text{C}}, C_{\text{H}}, C_{\text{O}}$ - химический состав ДТ в массовых долях.

Для того, чтобы использовать смесовое топливо с определенным элементарным химическим составом следует определить теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания как в массовых единицах:

$$L'_{0\text{ пр}} = [(8 / 3) C_{\text{Cпр}} + 8 C_{\text{Hпр}} - C_{\text{Oпр}} - C_{\text{Nпр}}] / 0,232 \quad (2.1)$$

так и в объёмных единицах:

$$L_{0\text{ пр}} = [(1 / 12) C_{\text{Cпр}} + (1 / 4) C_{\text{Hпр}} - (1 / 32) C_{\text{Oпр}} - (1/28) C_{\text{Nпр}}] / 0,21. \quad (2.2)$$

При наличии газотурбинного наддува необходимо определить температуру воздуха после компрессора:

$$T'_K = T_0 \cdot \left(\frac{p_K}{p_0} \right)^{\frac{n_K - 1}{n_K}} \quad (2.3)$$

где T_0 - температура окружающей среды, К;

p_0, p_K - соответственно давления окружающей среды и наддува, МПа;

n_K - показатель политропы процесса сжатия в компрессоре.

Если же в конструкции двигателя предусмотрен промежуточный охладитель наддувочного воздуха, то следует уточнить температурные значения свежего заряда на стадии такта впуска:

$$T_K = T'_K - \Delta T_{\text{охл}} \quad (2.4)$$

где $\Delta T_{\text{охл}}$ - изменение температуры свежего заряда в промежуточном охладителе наддувочного воздуха, К.

Далее необходимо рассчитать давление рабочего тела в конце такта впуска по формуле:

$$p_a = \frac{1}{\varepsilon} \cdot \left[(\varepsilon - 1) \cdot \eta_v \cdot p_K \frac{T_K + \Delta T}{T_K} + p_r \right] \quad (2.5)$$

где ΔT - подогрев свежего заряда, К;

p_r - давление остаточных газов, МПа;

ε - степень сжатия геометрическая;

η_v – коэффициент наполнения.

Далее необходимо определить коэффициент остаточных газов:

$$\gamma_r = \frac{p_r \cdot T_k}{(\varepsilon - 1) \cdot \eta_v \cdot p_k \cdot T_r} \quad (2.6)$$

где T_r - температура остаточных газов, К.

После чего необходимо найти температуру рабочего тела в конце такта впуска по формуле:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.7)$$

Молекулярная масса рабочего тела в конце такта впуска определяется по формуле:

$$\mu_a = \frac{L'_0}{L_0} \quad (2.8)$$

Удельный объём рабочего тела в конце такта впуска определяется по формуле:

$$v_a = \frac{\mu \cdot R \cdot T_a}{p_a \cdot \mu_a} \quad (2.9)$$

где R - универсальная газовая постоянная, МДж/(кмоль К).

Моделирование процесса сжатия в рабочем цикле

Сначала производится расчет текущего удельного объема рабочего тела в процессе сжатия по формуле:

$$v_j = \frac{v_a \cdot \psi(\varphi_{пкв})}{\varepsilon} \quad (2.10)$$

где $\psi(\varphi_{пкв})$ – кинематическая функция.

После чего рассчитываются текущие значения давления рабочего тела в процессе сжатия по формуле:

$$p_j = p_a \cdot \left(\frac{v_a}{v_j} \right)^{n_1} \quad (2.11)$$

где n_1 - показатель политропы процесса сжатия.

Далее рассчитываются текущие значения температуры рабочего тела в процессе сжатия по формуле:

$$T_j = T_a \cdot \left(\frac{v_a}{v_j} \right)^{n_1 - 1} \quad (2.12)$$

После чего определяются параметры рабочего тела в конце процесса сжатия согласно формулам:

$$v_y = \frac{v_a \cdot \psi \cdot (\varphi_{пкв})}{\varepsilon} \quad (2.13)$$

$$p_y = p_a \cdot \left(\frac{v_a}{v_y} \right)^{n_1} \quad (2.14)$$

$$T_y = T_a \cdot \left(\frac{v_a}{v_y} \right)^{n_1 - 1} \quad (2.15)$$

Заключительным этапом моделирования процесса сжатия является определение удельной работы процесса сжатия по формуле:

$$l_{a-y} = \frac{(p_a v_a - p_y v_y)}{n_1 - 1} \quad (2.16)$$

Моделирование процесса сгорания в рабочем цикле

Определяется максимальное значение химического коэффициента молекулярного изменения:

$$\beta_{0_{max}} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32}}{\alpha L_0} \quad (2.17)$$

Величина максимального значения действительного коэффициента молекулярного изменения определяется по формуле:

$$\beta_{max} = \frac{\beta_{0_{max}} + \gamma_r}{1 + \gamma_r} \quad (2.18)$$

Рассчитывается общая удельная использованная теплота сгорания:

$$q_z = \frac{\xi \cdot H_u}{(1 + \gamma_r) \cdot \alpha \cdot L_0 + 1} \quad (2.19)$$

где ξ – коэффициент эффективности сгорания.

Величина максимального значения коэффициента изменения массы рабочего тела определяется по формуле:

$$v_{max} = 1 + \frac{1}{(1 + \gamma_r)} \quad (2.20)$$

Производится расчет отношения теплоемкостей свежего заряда (воздуха):

$$k_c = 1 + \frac{\mu \cdot R}{\mu \cdot C_{v\delta}} \quad (2.21)$$

и продуктов сгорания:

$$k_r = 1 + \frac{\mu \cdot R}{\mu \cdot C_{vr}} \quad (2.22)$$

где $\mu C_{v\delta}$, μC_{vr} – теплоемкости воздуха и продуктов сгорания соответственно, МДж/(кмоль К).

Изохорная теплоемкость продуктов сгорания определяется по формуле:

$$\mu C_{vr} = \frac{M_{CO_2}}{M_r} \mu C_{vCO_2} + \frac{M_{H_2O}}{M_r} \mu C_{vH_2O} + \frac{M_{N_2}}{M_r} \mu C_{vN_2} + \frac{M_{O_2}}{M_r} \mu C_{vO_2} \quad (2.23)$$

где $M_{CO_2} = C/12$ – количество углекислого газа, кмоль;

$M_{H_2O} = H/2$ – количество водяного пара, кмоль;

$M_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0$ – количество водяного пара, кмоль;

$M_r = \alpha L_0 + H/4 + O/32$ – количество продуктов сгорания, кмоль.

Процесс сгорания топлива рабочего цикла рассчитывается в соответствии с предложенным алгоритмом.

В первую очередь, определяется угол $\phi'_{пкв}$ от момента начала процесса сгорания θ :

$$\phi'_{пкв} = \phi_{пкв} + \theta \quad (2.24)$$

где $\phi_{пкв}$ – угол поворота коленчатого вала, производимый отсчетом от ВМТ, град ПКВ.

Доля x сгоревшего топлива определяется по зависимости Е.А. Лазарева [10]:

$$x = \exp \left[-6,908 \left(\frac{\phi}{\phi_n} \right)^{m_n - m_o} \left(\frac{\phi}{\phi_z} \right)^{m_o + 1} \right] \quad (2.25)$$

при $\phi > \phi_n$, $m_n = m_o$,

где ϕ_n , ϕ_z – продолжительности начального периода и процесса сгорания в целом,

m_n , m_o – показатели, характеризующие характер сгорания в начальном периоде и основном.

Скорость выгорания топлива определяется из уравнения:

$$W_{\varphi} = -c \frac{m_n + 1}{\varphi_z} \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_n - m_0} \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_0} \exp \left[c \left(\frac{\varphi}{\varphi_n} \right)^{m_n - m_0} \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m_0 + 1} \right] \quad (2.26)$$

при $\varphi > \varphi_n$, $m_n = m_0$.

Определяется текущее значение коэффициента молекулярного изменения:

$$\beta_j = 1 + (\beta_{\max} - 1) x_j \quad (2.27)$$

Находится текущее значение коэффициента изменения массы:

$$v = 1 + (v_{\max} - 1) x \quad (2.28)$$

Вычисляется значение удельного объема рабочего тела по формуле:

$$v_j = \frac{v_a}{\varepsilon} \cdot \psi(\varphi_{\text{пкв}}) \quad (2.29)$$

Оценивается молекулярная масса рабочего тела:

$$\mu_j = \frac{\mu_y}{\beta_j} \quad (2.30)$$

Определяется величина давления в конце начального периода на участке диаграммы по новой зависимости динамики процесса сгорания А.Н. Лаврика [104], развитой Д. К. Алексеевым. Продолжительность элементарного участка при этом обычно составляет 2,5 град ПКВ.

$$p_j = \left[\frac{q_z (k_{j, \text{cp}} - 1) \mu_{j, \text{cp}}}{v_{j-1} \mu R T_{j-1}} \right] \Delta x_j + 1 \left[\frac{\psi(\varphi_{j-1})}{\psi(\varphi_j)} \right]^{k_{j, \text{cp}}} \left(\frac{p_{j-1}}{D} \right) \quad (2.31)$$

где $D = \frac{v_j \beta_{j-1}}{v_{j-1} \beta_j}$, $\psi(\varphi_j)$ – кинематическая функция.

Вычисляется температура в конце начального периода синтеза:

$$T_j = \frac{p_j \cdot v_j \cdot \mu_y}{0,0008314 \beta_j} \quad (2.32)$$

Отношение теплоемкостей в конце начального периода корректируется с учетом начального приближения по условию: $|k_{j, \text{cp}} - k_{j, \text{cp}, n-1}| \leq 0,0001$ где n – количество итераций.

Критериальная оценка качества сгорания

При критериальной оценке качества процесса сгорания [13] определяются частные:

– продолжительности

$$k_{\varphi} = \frac{\varphi_z - \varphi_{z_{onm}}}{\varphi_{z_{onm}}} \quad (2.33)$$

– адиабатности

$$k_{\xi} = \frac{\xi_{onm} - \xi}{\xi_{onm}} \quad (2.34)$$

– своевременности

$$k_{\Theta} = \frac{\Theta_{onm} - \Theta}{\Theta_{onm}} \quad (2.35)$$

- характеристики

$$k_m = \frac{m_{onm} - m}{m_{onm}} \quad (2.36)$$

– МОНОТОННОСТИ

$$k_{\Delta m} = \arctg \left[\frac{m_0 - m_n}{(m_0 + 1)(m_0 + 1) + 1} \right] \quad (2.37)$$

и комплексные критерии:

– ЭКОНОМИЧНОСТИ

$$K_{\text{э}} = 0,87 k_{\xi} + 0,07 k_{\varphi} + 0,04 k_{\Theta} + 0,01 k_m + 0,01 k_{\Delta m} \quad (2.38)$$

– механической нагруженности

$$K_p = 0,68 k_{\xi} + 0,12 k_{\varphi} + 0,14 k_{\Theta} + 0,03 k_m + 0,03 k_{\Delta m} \quad (2.39)$$

– МОЩНОСТИ

$$K_M = 0,87 k_{\xi} + 0,07 k_{\varphi} + 0,04 k_{\Theta} + 0,01 k_m + 0,01 k_{\Delta m} \quad (2.40)$$

– тепловой нагруженности

$$K_m = 0,72 k_{\xi} + 0,12 k_{\varphi} + 0,12 k_{\Theta} + 0,02 k_m + 0,02 k_{\Delta m} \quad (2.41)$$

Указанные критерии используются для оценки качества сгорания в соответствии с рисунком 2.3.

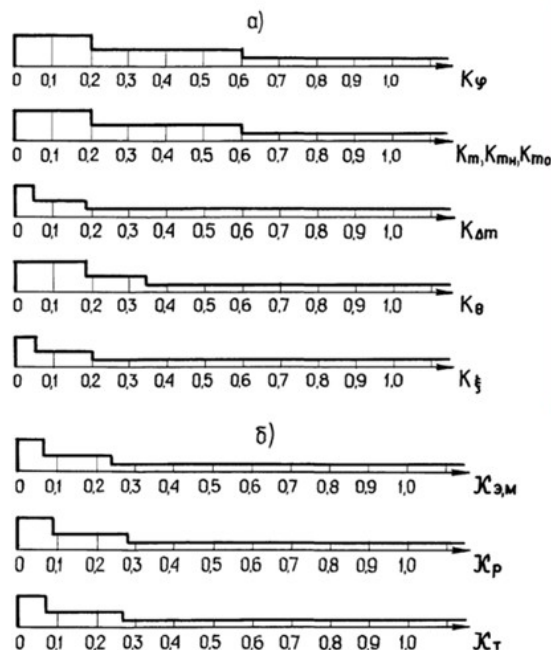


Рисунок 2.3 – Определение степеней управляемости процесса сгорания по частным (а) и комплексным (б) критериям управляемости

□ – высшая, □ – средняя, □ – низшая

Для того чтобы найти удельную индикаторную работу процесса сгорания необходимо весь процесс разбить на элементарные участки после чего провести численное интегрирование с применением метода трапеций. Работа на участке определяется по формуле:

$$l_j = \frac{1}{2} (p_{j-1} + p_j) (v_j - v_{j-1}) \quad (2.42)$$

$$l_{y-z} = \sum_{j_y}^{j_z} l_j \quad (2.43)$$

Моделирование процесса расширения в рабочем цикле

Параметры рабочего тела при расширении определяются по формуле:

$$v_j = \frac{v_a}{\varepsilon} \psi(\varphi_{нкв}) \quad (2.44)$$

$$p_j = p_z \left(\frac{v_z}{v_j} \right)^{n_2} \quad (2.45)$$

где p_z - величина давления рабочего тела в конце сгорания, МПа;

n_2 - показатель политропы процесса расширения;

$$T_j = T_z \left(\frac{v_z}{v_j} \right)^{n_2-1} \quad (2.46)$$

где T_z - значение температуры рабочего тела в конце сгорания, К.

Удельная работа при расширении рабочего тела определяется по следующим образом:

$$l_{z-b} = \frac{p_z v_z - p_b v_a}{n_2 - 1} \quad (2.47)$$

Определение показателей действительного рабочего цикла двигателя, характеризующих индикаторную работу

Удельная индикаторная работа рабочего цикла определяется по формуле:

$$l_i = l_{a-y} + l_{y-z} + l_{z-b} \quad (2.48)$$

Уравнение среднего индикаторного давления рабочего цикла имеет вид:

$$p_i = \frac{\varepsilon \cdot l_i}{q_z} \quad (2.49)$$

Индикаторный коэффициент полезного действия рабочего цикла определяется:

$$\eta_i = \frac{\xi \cdot l_i}{q_z} \quad (2.50)$$

Уравнение удельного индикаторного расхода топлива имеет вид:

$$g_i = \frac{3600}{H_u \cdot \eta_i} \quad (2.51)$$

2.3. Методика определения необходимых параметров подачи аммиака во впускной коллектор двигателя тепловоза в зависимости от режима работы с условием обеспечения эффективности и экологичности рабочего цикла

Предварительно рассмотрим параметры термодинамического рабочего цикла. На топливную экономичность двигателя тепловоза, работающего по газодизельному циклу с использованием смесового топлива при частичной замене дизельного топлива аммиаком, оказывают влияние параметры рабочего тела, а именно, степень повышения давления λ , температура T_z , давление P_z в конце сгорания, эффективный удельный расход топлива g_e и степень предварительного расширения ψ .

Схема изменения давления в процессе сгорания термодинамического двигателя приведена на рисунке 2.4. Степень повышения давления определяют из соотношения $\lambda = P_z/P_c$. Величина степени повышения давления зависит от многих факторов, в том числе:

- от конструкции камеры сгорания;
- способа смесеобразования;
- задержки воспламенения топлива;
- скорости горения топлива;
- угла опережения подачи топлива
- температуры и давления перед воспламенением топливовоздушной смеси и многое другое.

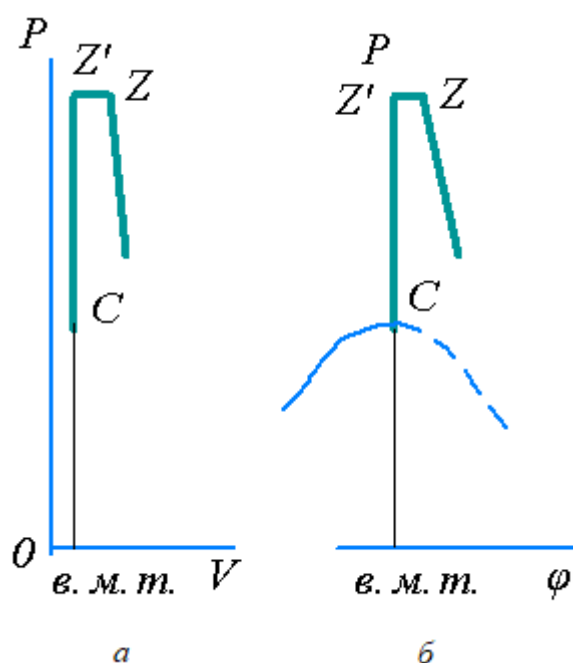


Рисунок 2.4 – Схема изменения давления в процессе сгорания термодинамического рабочего цикла двигателя в координатах $P - V$ (а) и $P - \varphi$ (б)

Степень предварительного расширения ψ графически обозначена отрезком $Z - Z'$ (см. рисунок 2.4). Температуру газа T_z в конце видимого сгорания определяют на основе первого закона термодинамики:

$$dQ = (U_z - U_c) + L,$$

где dQ – тепло подведенное к рабочему телу в основном в результате сгорания топлива;

U_z – внутренняя энергия газов в конце видимого сгорания;

U_c – внутренняя энергия рабочего тела в конце сжатия;

L – тепловая энергия, которая идет на работу расширения.

На участке $Z - Z'$ существует конкуренция двух процессов: с одной стороны, вследствие сгорания топлива температура и давление рабочего тела увеличиваются, а с другой стороны, из-за движения поршня и увеличения объема значения этих параметров уменьшаются. В первом приближении эти процессы имеют приблизительно одинаковую интенсивность и давление остается постоянным при увеличении объема.

Существенное влияние на длительность процесса предварительного расширения оказывает скорость выгорания топлива. Из многих источников следует, что нормальная скорость распространения пламени аммиачно-воздушной смеси не превышает 0,1 м/с. Для нормально работающего двигателя величина скорости распространения пламени при сгорании дизельного топлива достигает 60 м/с.

Расчет параметров рабочего тела может выполняться как по функциям $\pi - i$ в зависимости от T и α [98] так и без такого учета. В последнем случае газовая постоянная и показатель изохоры принимаются соответственно:

– для воздуха $R = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, $k = 1,4$;

– для газа $R_g = 287,5 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$, $k_g = 1,33$.

При этом теплоемкость рабочего тела, определяют по формуле [98]:

$$c_p = \frac{k}{k-1} R, \quad (2.52)$$

где $c_p = 1005 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $c_{pg} = 1159 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Работа компрессора рассчитывается на основании уравнения энергии,

$$L_k = c_p T_k^i - c_p T_{\theta}^i = H_k = i_2^i - i_1^i, \quad (2.53)$$

Аэродинамическое совершенство компрессора характеризуется политропическим КПД:

$$\eta_{пол} = \frac{H_{пол}}{H_{пол} + H_z} \cong \frac{\frac{n-1}{n}}{\frac{k-1}{k}}, \quad (2.54)$$

где $H_{пол}$ – политропическая работа сжатия;

H_r – работа гидравлического сопротивления.

При расчетах и экспериментах обычно используют адиабатический КПД компрессора [98]:

$$\eta_k = \frac{H_{ад_k}}{H_k} = \frac{H_{ад_k}}{H_{пол} + H_z} = \eta_{пол} \frac{H_{ад_k}}{H_{пол}}, \quad (2.55)$$

$$\text{Здесь } H_k = i_2^{\cdot} - i_1^{\cdot} = \frac{H_{ад_k}}{\eta_k},$$

$$H_k = i_2^{\cdot} - i_1^{\cdot} = \frac{k}{k-1} R T_1^{\cdot} \left(\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (2.56)$$

где $i_2^{\cdot}$ находим расчетом с учетом уравнения адиабаты для температуры

$$T_2^{\cdot} = T_1^{\cdot} \pi_k^{\frac{k-1}{k}} \quad (2.57)$$

или применяя термодинамическую функцию $\pi(T)$:

$$\pi(T_2^{\cdot}) = \pi(T_1^{\cdot}) \pi_k \quad (2.58)$$

Далее для упрощения записи параметров опускаем знак *, который указывает на принадлежность к полному или динамическому параметру. При этом все параметры полные (динамические), а не статические.

Зависимость температуры кипения аммиака от давления приведена на рисунке 2.5 [90].

В соответствии с зависимостью температуры кипения аммиака от давления получаем, что кипение аммиака при температуре 30 °С происходит при абсолютном давлении около 1,22 МПа. Абсолютное давление воздуха за компрессором составляет около 0,152 МПа. С небольшим запасом принимаем перепад давления на отверстиях устройства подачи аммиака $\Delta P = 0,98$ МПа. При меньшей температуре воздуха за компрессором давление подачи аммиака может быть снижено.

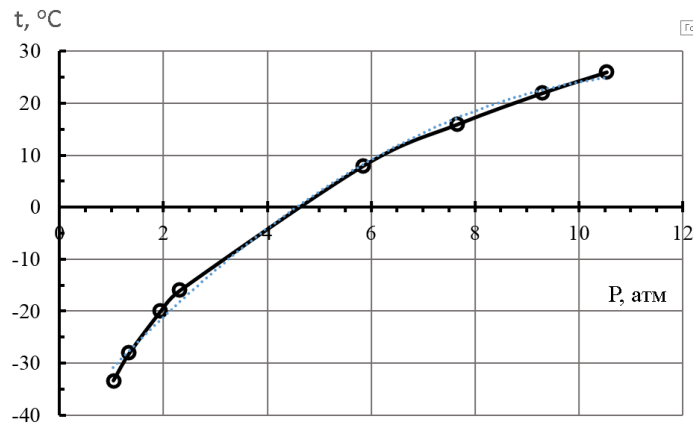


Рисунок 2.5 – Зависимость температуры кипения аммиака от давления

При температуре воздуха за компрессором $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ и ниже подавать аммиак в двигатель невозможно, так как он не испарится и будет поступать в цилиндры в жидком виде. Это приведет к образованию повышенных термических напряжений и разрушению элементов конструкции.

В таблице 2.1 приведены результаты расчета некоторых основных параметров двигателя при сгорании дизельного топлива на номинальном режиме работы маневрового тепловоза.

Таблица 2.1

Результаты расчета некоторых основных параметров при сгорании дизельного топлива на номинальном режиме работы маневрового тепловоза

λ	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3	2,5
T_z, K	1834,5	1875,1	1915,6	1955,9	1996,1	2036,1
$g_i [\text{г/кВт}\cdot\text{ч}]$	194,4	201,4	208,9	217,2	226,1	235,9
ψ	1,34	1,21	1,11	1,02	0,95	0,89
$P_z, \text{МПа}$	7,74	8,77	9,81	10,84	11,87	12,9

Результаты расчета, приведенные в таблице 2.1, показывают, что величина степени повышения давления λ оказывает существенное влияние на температуру T_z и давление P_z в конце сгорания, а также на индикаторный удельный расход топлива g_e .

На рисунке 2.6 приведены зависимости температуры T_z в конце сгорания и удельного индикаторного расхода топлива g_i от степени повышения давления λ

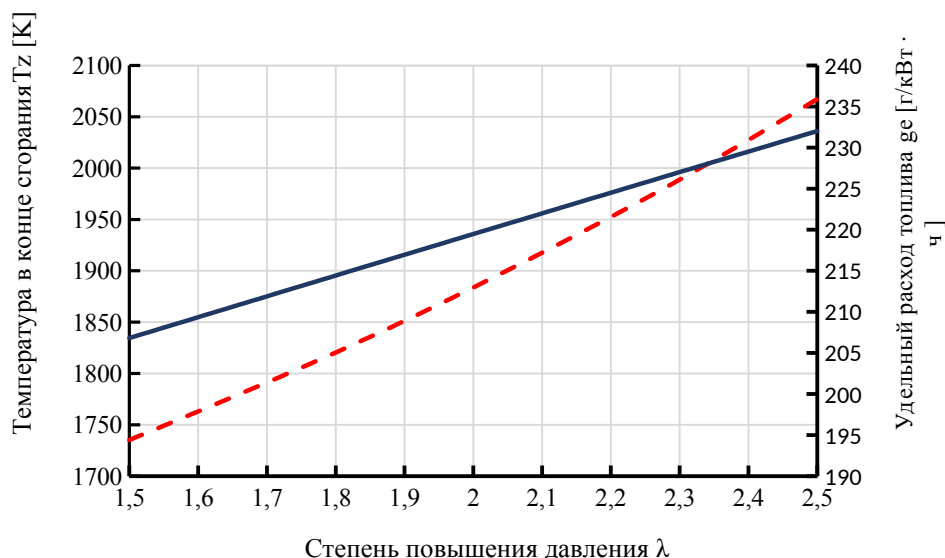


Рисунок 2.6 – Влияние степени повышения давления λ на температуру T_z в конце сгорания и удельный индикаторный расход топлива g_i

- температура в конце сгорания T_z , K;
- – – – – удельный расход топлива g_i [г/кВт · ч]

Уменьшение степени повышения давления λ целесообразно, так как уменьшает удельный расход топлива и температуру рабочего тела в конце сгорания. Очевидно, что уменьшение индикаторного удельного расхода топлива снижает расходы топлива при работе тепловоза. При прочих равных условиях уменьшение температуры рабочего тела в конце сгорания уменьшает термические напряжения в элементах конструкции и увеличивает ресурс двигателя. При этом уменьшаются также отборы мощности на охлаждение элементов горячей части двигателя, в том числе цилиндра и поршня.

Однако использование аммиака в качестве топлива приведет к уменьшению скорости сгорания, к уменьшению степени повышения давления λ и уменьшению температуры T_z в конце сгорания, а также к увеличению площади процесса предварительного расширения ψ . Все эти изменения оказывают положительное влияние на параметры двигателя только в ограниченном диапазоне изменения скорости сгорания.

2.4. Расчетная оценка параметров подачи аммиака

во впускной коллектор двигателя тепловоза

Определение параметров газовой смеси на входе в цилиндры производится на основе анализа изменения состава смеси газов во внутрицилиндровом пространстве двигателя. Изменение состава смеси определяется различием теплофизических параметров компонентов, что влияет на процессы сжатия и расширения при перемещениях поршня от НМТ к ВМТ и обратно.

Режимные параметры двигателя маневрового тепловоза ТЭМ18ДМ, необходимые для определения параметров рабочей смеси в цилиндре при замещении части дизельного топлива аммиаком, приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2

Параметры двухтопливного двигателя 1-ПД4Д при замещении 50 % дизельного топлива аммиаком

$n, \text{мин}^{-1}$	$n, \text{с}^{-1}$	$G_B, \text{кг/с}$	$G_T, \text{кг/с}$	Расход дизельного топлива (50 %), кг/с	Расход аммиака, кг/с	Расход аммиака за цикл в цилиндре, кг/ц	Расход воздуха за цикл в цилиндре, кг/ц
750	12,5	1,7	0,0514	0,0257	0,0596	0,00159	0,0453

При расчете подачи аммиака учитывалось, что его низшая теплота сгорания составляет 18,6 МДж/кг против 42,5 МДж/кг у дизельного топлива. При эквивалентном по теплоте замещении 50 % исходного расхода дизельного топлива $G_d = 0,05142 \text{ кг/с}$ расчетный расход аммиака составляет $G_a = 0,5 \cdot 0,05142 \cdot 42,5/18,6 = 0,0588 \text{ кг/с}$. В последующих расчетах и экспериментальной настройке принято $G_a = 0,0596 \text{ кг/с}$; отклонение от расчетного эквивалента составляет 1,5 %.

Проанализируем способ подачи аммиака за компрессором турбокомпрессора на номинальном режиме работы двигателя. В двигатель поступает 1,7 кг/с воздуха с избыточным давлением 0,055 МПа. Примем температуру воздуха на входе в компрессор $t = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, или $T = 288 \text{ K}$, и атмосферное давление 0,1013 МПа. Понижение температуры свежего заряда на входе в цилиндр приведет к уменьшению потребной мощности на его сжатие.

Примем процесс сжатия воздуха в компрессоре адиабатным. В адиабатном процессе зависимость между давлением и температурой определяют из зависимости $T^k p^{1-k} = \text{const}$. Если параметрам воздуха перед компрессором присвоить индекс 1, а за компрессором - 2, то можно записать $T_1^k p_1^{1-k} = T_2^k p_2^{1-k}$. После преобразования получаем выражение для расчета температуры воздуха за компрессором:

$$T_2 = T_1 \left(1 + \frac{\pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1}{\eta_{ад}} \right), \quad (2.59)$$

где $\pi_k = p_2^*/p_1^*$ - степень повышения давления в компрессоре в полных параметрах;

$k = 1,4$ – показатель адиабаты воздуха;

$\eta_{ад}^* = 0,8$ - адиабатический коэффициент полезного действия компрессора.

В результате вычислений по формуле (2.59) получаем температуру воздуха за компрессором $T_2^* = 332,5$ К или $t_2 = 59,3$ °С.

При расчете параметров процесса в элементах двигателя при использовании альтернативного топлива необходимо учитывать теплофизические свойства воздуха и аммиака.

Основные физические константы аммиака, следующие:

Молекулярная масса $M = 17,03$;

Молекулярный объем (при 273,15 К и 101,325 кПа) $V_M = 22,08$ м³/кмоль;

Газовая постоянная $R = 0,4882$ кДж/(кг·К);

Температура кипения $T_{н.к} = 239,81$ К;

Удельная теплота парообразования $r = 1370$ кДж/кг.

Полная удельная энтальпия 1 кг воздуха при температуре $T = 332,5$ К равна $I_{исх} = 332,8$ кДж/кг.

Из таблицы 2.2 следует, что на номинальном режиме работы двигателя расход воздуха $G_v = 1,7$ кг/с и аммиака $G_a = 0,0596$ кг/с, следовательно, на 1 кг воздуха приходится 0,0351 кг аммиака.

С учетом удельной теплоты парообразования $r = 1370$ кДж/кг уменьшение удельной энтальпии при испарении аммиака составляет

$$\Delta I = G_a \cdot r = 0,0351 \cdot 1370 = 48,1 \text{ кДж/кг.}$$

Полная энтальпия рабочего тела после испарения аммиака равна

$$I = I_{\text{исх}} - \Delta I = 332,8 - 48,1 = 284,7 \text{ кДж/кг.}$$

При теплоемкости смеси, близкой к теплоемкости воздуха, расчетная температура составляет $T \approx 284,7 \text{ К}$, или $t \approx 11,5 \text{ }^{\circ}\text{С}$. Температура рабочего тела на входе в цилиндр уменьшается приблизительно на $47,8 \text{ К}$, или на $14,4 \%$.

Газовая смесь, поступающая в цилиндры, как было отмечено выше, содержит $1,7 \text{ кг}$ воздуха и $0,0596 \text{ кг}$ аммиака. Воздух в свою очередь состоит без учета аргона и других мало значащих компонентов, по массе примерно из 23% кислорода и 77% азота. Следовательно, в смеси содержится $1,7 \cdot 0,23 = 0,391 \text{ кг}$ кислорода, $1,7 \cdot 0,77 = 1,309 \text{ кг}$ азота, $0,0596 \text{ кг}$ аммиака и общая масса смеси равна $1,7596 \text{ кг}$. Массовые доли компонентов газовой смеси, следующие: $O_2 = 0,222$, $N_2 = 0,744$, $NH_3 = 0,034$.

В таблице 2.3 приведены теплофизические параметры для компонентов смеси, поступающей в цилиндры.

Таблица 2.3

Теплофизические параметры компонентов смеси, поступающей в цилиндры

Компоненты	O_2	N_2	NH_3
Массовые доли	0,222	0,744	0,034
Молекулярная масса, μ , кг/кмоль	32	28,13	17,03
Газовая постоянная R , Дж/(кг·К)	259,8	295,6	488,2
Удельная теплоемкость C_p , Дж/ (кг·К)	914,8	1039,2	2176
Удельная теплоемкость C_v , Дж/ (кг·К)	654,8	742,3	1687,8
Показатель адиабаты, $k = C_p / C_v$	1,397	1,400	1,289

Коэффициент адиабаты рабочего тела зависит от числа атомов в молекуле газа, так для одноатомных газов он равен - $1,666$, для двухатомных – $1,407$ и для трёхатомных – $1,286$.

Для воздуха, который состоит в основном из двухатомных азота N_2 и O_2 , принимают коэффициент адиабаты $k = 1,4$. В отработавших газах при коэффициентах избытка воздуха больше единицы присутствуют остаточный кислород, азот и продукты сгорания: углекислый газ (диоксид углерода CO_2) с $k = 1,305$ и водяной пар H_2O также с $k = 1,305$.

Если смесь газов подчиняется уравнению состояния Клапейрона, то газовая постоянная смеси газов:

$$R_{см} = \sum_{i=1}^n g_i R_i = 8314,51 \sum_{i=1}^n \frac{g_i}{\mu_i} = \frac{8314,51}{\mu_{см}} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n r_i R_i} [\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})] \quad (2.60)$$

Путем расчета по уравнению (2.60) получаем, что при подаче газовой смеси в цилиндры, которая содержит 1,7 кг воздуха и 0,0596 кг аммиака, имеем газовую постоянную смеси $R = 294,2 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ вместо $R = 287,04 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ у воздуха, т.е. при добавке аммиака газовая постоянная увеличивается на 2,48 %.

Кроме этого, коэффициент адиабаты смеси $k = 1,396$ вместо $k = 1,4$ у воздуха, т.е. при добавке аммиака уменьшается на 0,3 %.

Адиабатная работа сжатия газа $L_{ад}$, называемая также располагаемым теплоперепадом H , может быть определена из совместного рассмотрения обобщенного уравнения Бернулли для адиабатного процесса сжатия газа и соответствующего уравнения сохранения энергии. Адиабатная работа сжатия газа $L_{ад}$ или располагаемый теплоперепад H определяют по уравнению:

$$L_{ад} = H = \frac{k}{k-1} R \cdot T_0 \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right), \quad (2.61)$$

где k , R показатель адиабаты и газовая постоянная в адиабатном процессе сжатия, протекающем без потерь.

Адиабатная работа сжатия газа $L_{ад}$ при работе без замещения части дизельного топлива аммиаком рассчитана по уравнению (2.61) при следующих параметрах:

- газовая постоянная воздуха $R = 287,04 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;
- коэффициент адиабаты воздуха $k = 1,4$;
- температура воздуха в цилиндре перед сжатием $T_0 = 332,5 \text{ К}$;
- степень сжатия $\varepsilon = 12,5$.

$$L_{ад} = H = \frac{k}{k-1} R \cdot T_0 \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) = 353,3 \text{ кДж/кг}.$$

Адиабатная работа сжатия газа $L^*_{ад}$ при работе с замещением 50 % дизельного топлива аммиаком определяется при газовой постоянной смеси воздуха и аммиака $R_{см} = 294,2$ Дж/(кг·К), коэффициенте адиабаты сжатия смеси $k_{см} = 1,373$ и температуре рабочего тела в цилиндре перед сжатием $T_0 = 284,7$ К, $L^*_{ад} = 304,0$ кДж/кг.

Адиабатная работа сжатия газа $L^*_{ад}$ при замещении 50 % дизельного топлива аммиаком уменьшается с 353,3 до 304,0 кДж/кг, или приблизительно на 14,0 %. При прочих равных условиях эффективная мощность двигателя может быть увеличена вследствие уменьшения затрат мощности на сжатие. Массовый удельный расход смесевоего топлива возрастает, поскольку низшая теплота сгорания аммиака составляет 18,6 МДж/кг против 42,5 МДж/кг у дизельного топлива.

Физические параметры продуктов сгорания газовой смеси на выходе из цилиндра двигателя можно определить, выбирая значения средних показателей адиабаты k . Для двигателей с наддувом при степени последующего расширения равной 12, температуре $T = 2192$ К и при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,7$ принимают показатель адиабаты $k = 1,279$. Задачу определения среднего показателя адиабаты для двигателей при использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива необходимо решить путем расчета средних значений показателей для каждого компонента в отдельности и далее для смеси.

Расходы компонентов отработавших газов при сжигании углеводородного топлива можно определить с помощью информации о парциальном давлении компонентов. Парциальные давления компонентов продуктов сгорания углеводородного топлива ($g_C = 0,85$, $g_{H_2} = 0,15$) в смеси с воздухом в зависимости от состава смеси (коэффициента избытка воздуха α) при исходной температуре топливовоздушной смеси 288 К и полноте сгорания $\eta = 1$ приведены в таблице 2.4.

Парциальное давление компонентов продуктов сгорания углеводородного топлива
($gC = 0,85$, $gH_2 = 0,15$) в смеси с воздухом

α	μ_{Σ}	Парциальное давление компонентов $p_i \cdot 10^5$ Па			
		CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂
1,0	0,543	0,1290	0,1320	0,000	0,739
1,2	0,644	0,1090	0,1112	0,032	0,748
1,4	0,746	0,0940	0,0960	0,054	0,753
1,8	0,950	0,0737	0,0754	0,090	0,761
2,0	1,051	0,065	0,0681	0,101	0,764
2,5	1,305	0,0537	0,0550	0,123	0,768

Необходимо определить массовый расход для каждого компонента. Проанализируем метод расчета расхода продуктов сгорания на примере дизельного топлива при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 2,3$. Из таблицы 2.4 методом интерполяции определим парциальное давление компонентов продуктов сгорания углеводородного топлива в смеси с воздухом при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 2,3$.

Расход компонента продуктов сгорания углеводородного топлива на основе парциального давления вычисляют по уравнению:

$$G_i = P_i \cdot \mu_i \cdot \mu_{\Sigma}, \text{ кг/кг топлива,} \quad (2.62)$$

где μ_{Σ} - полное число молей продуктов сгорания 1 кг топлива.

В таблице 2.5 приведены параметры компонентов продуктов сгорания углеводородного топлива при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 2,3$.

Таблица 2.5

Параметры компонентов продуктов сгорания углеводородного топлива
при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 2,3$

Параметр	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂	Σ
Парциальное давление, $p_i \cdot 10^5$ Па	0,05882	0,0602	0,1142	0,7664	1
Молекулярная масса, μ , кг/кмоль	44	18,13	32	28	90
G_i , кг/кг топлива	3,113	1,304	4,396	25,815	34,63
G_i , кг/0,0514 кг топлива	0,160	0,067	0,226	1,324	1,77

Для расчета теплофизических параметров, в том числе теплоемкости смеси газов и газовой постоянной, примем для двигателя 1-ПД4Д температуру продуктов сгорания в начале процесса расширения $t_1 = 1739^\circ\text{C}$, а в конце процесса $t_2 = 435^\circ\text{C}$, максимальное давление сгорания $P_{\max}$ в цилиндре 7,85 МПа.

В диапазоне давлений газов, наблюдаемых в двигателях, влиянием давления на средние молярные теплоемкости пренебрегают.

Теплоемкость при постоянном давлении C_{pi} или постоянном объеме C_{vi} может быть определена как среднее арифметическое теплоемкостей при температурах t_1 и t_2 .

$$C_i = 0,5 \cdot [C_i(t_1) + C_i(t_2)] \quad (2.63)$$

Значение $C_i = C_i(t)$ приводятся в справочниках в виде таблиц или уравнений зависимости теплоемкости от температуры.

Если принять среднюю температуру продуктов сгорания в процессе расширения равной $t = 1080^\circ\text{C}$, то теплофизические параметры компонентов продуктов сгорания углеводородного топлива при температуре $t = 1080^\circ\text{C}$ можно свести в таблице 2.6.

Таблица 2.6

Теплофизические параметры компонентов продуктов сгорания
углеводородного топлива при температуре $t = 1080^\circ\text{C}$

Параметр	CO ₂	H ₂ O	O ₂	N ₂
Теплоёмкость C_p , кДж/(кг·К)	1,3920	2,4725	1,1875	1,2068
Теплоёмкость C_v , кДж/(кг·К)	1,2032	2,0107	0,9275	0,9099
Газовая постоянная R , кДж/(кг·К)	0,1888	0,4618	0,2599	0,2969
Коэффициент адиабаты k	1,16	1,23	1,28	1,33
G_i , кг на 0,0514 кг топлива	0,160	0,067	0,226	1,324

Средняя газовая постоянная смеси газов при средней температуре продуктов сгорания $t = 1080^\circ\text{C}$ равна $R_{cp} = 0,2887$ кДж/(кг·К). Средний коэффициент адиабаты смеси газов при средней температуре $t = 1080^\circ\text{C}$ составит $k_{cp} = 1,302$.

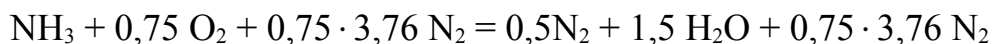
Адиабатная работа расширения газов $L_{ад}$ определенная по уравнению (2.63):

$$L_{ad} = \frac{k}{k-1} R \cdot T_0 \left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} \right) \text{кДж/кг}, \quad (2.63)$$

составляет $L_{ad} = 1508,6$ кДж/кг.

Определим теплофизические параметры компонентов продуктов сгорания при замещении 50 % дизельного топлива аммиаком. На номинальном режиме расход аммиака составляет 0,0596 кг/с, расход дизельного топлива – 0,02571 кг/с.

Запишем уравнение химической реакции горения аммиака NH_3 в воздухе:



С учетом плотностей веществ находим массу воздуха для сгорания 1 кг аммиака:

$$L_0 = \frac{3,6 \cdot 1,28}{1 \cdot 0,759} = 6,07 \text{кгв/кга}.$$

С учетом молярного баланса реакции окисления аммиака при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$ на 1 кг NH_3 образуется 1,59 кг водяного пара, а масса азота в продуктах сгорания, включая азот воздуха, составляет 5,47 кг.

При расходах аммиака $m_{\text{NH}_3} = 0,0596$ кг/с, дизельного топлива $m_{\text{ДТ}} = 0,02571$ кг/с и воздуха 1,7 кг/с массовый баланс продуктов сгорания дает: $m_{\text{O}_2} = 0,2249$ кг/с; $m_{\text{N}_2} = 1,3547$ кг/с; $m_{\text{H}_2\text{O}} = 0,1238$ кг/с; $m_{\text{CO}_2} = 0,0820$ кг/с. Суммарный расход продуктов сгорания составляет 1,7854 кг/с и совпадает с суммарным расходом воздуха и компонентов топлива с учетом округления.

Средняя газовая постоянная смеси газов при прочих равных условиях и замещении 50 % дизельного топлива аммиаком равна $R_{\text{ср}} = 0,2988$ кДж/(кг·К), а средний коэффициент адиабаты смеси газов $k_{\text{ср}} = 1,302$.

При замещении 50 % дизельного топлива аммиаком средняя газовая постоянная смеси отработавших газов увеличивается на 3,5 %, а средний коэффициент адиабаты не изменяется. Следовательно, адиабатная работа расширения газа L_{ad} определенная по формуле (2.63), увеличивается также на 3,5 % и равна $L_{ad} = 1561,4$ кДж/кг.

Следует отметить, что содержание углекислого газа в продуктах горения уменьшается в два раза. Это может быть существенным вкладом в уменьшение углеродного следа отработавших газов при работе двигателя.

Оценим влияние добавок аммиака к дизельному топливу на параметры процесса сгорания азото-углеводородной топливовоздушной смеси и уточним индикаторные показатели с использованием действительного рабочего цикла двухтопливного двигателя. Изменение параметров процесса сгорания и показателей действительного рабочего цикла на примере двигателя 6ЧН31,8/33 при работе на дизельном топливе (ДТ) с добавками аммиака (NH_3) приведены в таблице 2.7. и в приложении Б.

Таблица 2.7

Параметры процесса сгорания и показатели действительного рабочего цикла
двухтопливного двигателя 6ЧН31,8/33

(ξ и φ_z – коэффициент эффективности и условная продолжительность процесса сгорания, g_i – удельный индикаторный расход топлива, $P_{\max}$ и $T_{\max}$ – максимальные давление и температура газов, $L_{\text{опр}}$ – приведенное теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, η_i – индикаторный КПД цикла, $H_{\text{упр}}$ – приведенная низшая теплота сгорания топлива)

Компоненты моторного топлива	Параметры процесса сгорания и показатели рабочего цикла двигателя 6ЧН31,8/33							
	ξ	φ_z , град ПКВ	g_i , г/кВт·ч	$P_{\max}$, МПа	$T_{\max}$, К	$H_{\text{упр}}$, МДж/кг	$L_{\text{опр}}$, кгв/кгт	η_i
100 % ДТ	0,90	73	175,10	7,62	1513	42,50	14,35	0,48
90 % ДТ+10 % NH_3	0,88	88	193,50	7,12	1443	40,11	13,16	0,46
80 % ДТ+20 % NH_3	0,87	100	214,30	6,82	1391	37,72	11,99	0,44
70 % ДТ+30 % NH_3	0,85	112	238,90	6,59	1346	35,33	10,83	0,43
60 % ДТ+40 % NH_3	0,84	124	267,90	6,43	1309	32,94	9,66	0,41
50 % ДТ+50 % NH_3	0,81	140	307,00	6,24	1263	30,55	8,50	0,38
40 % ДТ+60 % NH_3	0,78	165	368,70	5,97	1196	28,16	7,33	0,35
30 % ДТ+70 % NH_3	0,71	180	453,20	5,87	1136	25,77	6,17	0,31
20 % ДТ+ 80 % NH_3	0,60	180	587,40	5,89	1052	23,38	5,00	0,26

Изменение параметров процесса сгорания и показателей действительного рабочего цикла двухтопливного двигателя в зависимости от относительной доли σ аммиака в смеси с дизельным топливом представлено на рисунке 2.7.

Анализ полученных результатов синтеза действительного рабочего цикла свидетельствует, что с увеличением относительной доли σ аммиака при постоянном среднем индикаторном давлении $P_i = \text{const}$ наблюдается снижение топливной экономичности двигателя. Об этом свидетельствует повышение удельного индикаторного расхода g_i топлива и, соответственно, снижение индикаторного КПД η_i рабочего цикла.

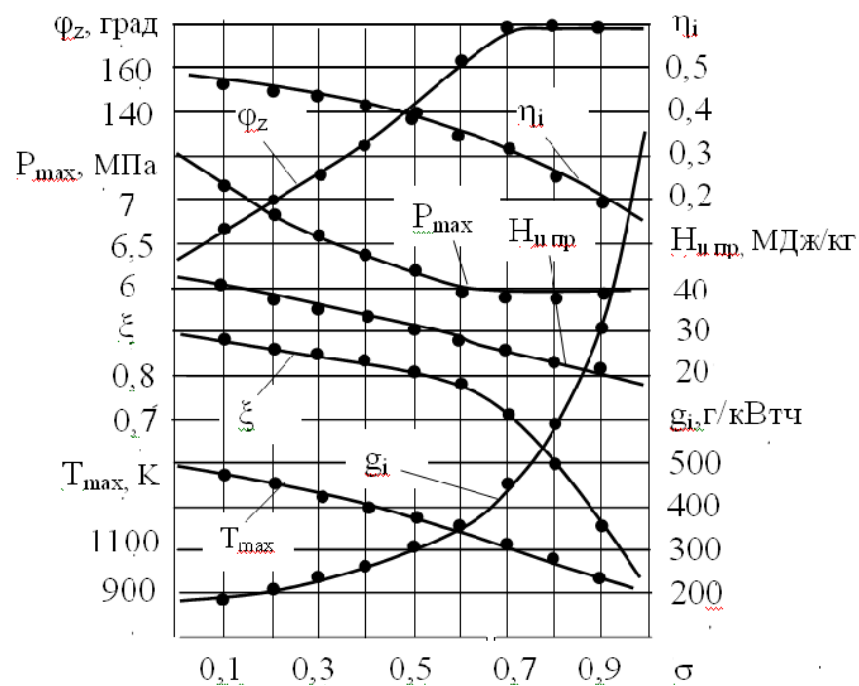


Рисунок 2.7 – Влияние относительной доли аммиака в смеси с дизельным топливом на параметры процесса сгорания и показатели действительного рабочего цикла двигателя 6ЧН31,8/33

($P_i = 1,1 \text{ МПа} = \text{const}$, $\alpha = 2,38 = \text{const}$, $\theta = 5 \text{ град ПКВ} = \text{const}$, $n_1 = 1,36 = \text{const}$, $n_2 = 1,34 = \text{const}$, $P_k = 0,155 \text{ МПа} = \text{const}$, $\Delta T_k = 60 \text{ }^\circ\text{C} = \text{const}$)

Такое изменение топливной экономичности двигателя объясняется увеличением продолжительности φ_z вследствие снижения скорости сгорания, тепловых потерь ξ в процессе сгорания и снижением приведенной теплоты

сгорания $H_{\text{нп}}$ смесового топлива при неизменном составе топливовоздушной смеси. Изменение тепловых потерь ξ в процессе сгорания определяется продолжительностью φ_z сгорания топлива, коэффициентом избытка воздуха α и частотой вращения n коленчатого вала двигателя:

$$\xi = 1 - 2,38 \cdot \varphi_z / (n \cdot \alpha) \quad (2.64)$$

Постоянство коэффициента избытка воздуха $\alpha = \text{const}$, частоты вращения коленчатого вала $n = \text{const}$ и угла начала сгорания $\theta = \text{const}$ являлось условием проведения синтеза рабочего цикла двигателя, поэтому изменение тепловых потерь в процессе сгорания определяется изменением лишь продолжительности процесса. Характерно, что наиболее интенсивное ухудшение топливной экономичности двухтопливного двигателя наблюдается при увеличении относительной доли σ аммиака более 20 %.

Повышение удельного индикаторного расхода g_i топлива и, соответственно, снижение индикаторного КПД η_i , сопровождается падением максимальных давления P_{max} и температуры T_{max} газов в цилиндре.

Аммиак безводный сжиженный (ГОСТ 6221-90) стоит в настоящее время 12000 рублей за тонну, что в 4,8 раза меньше, чем дизельное топливо, которое стоит 58000 рублей за тонну. Следовательно, можно ожидать, что увеличение удельного расхода топлива не приведет к увеличению эксплуатационных расходов.

2.5. Оценка параметров рабочего тела во впускном коллекторе при подаче аммиака в цилиндры двигателя тепловоза

Доля оптимального замещение дизельного топлива аммиаком на каждом конкретном режиме работы дизельного двигателя и с учетом температуры воздуха за компрессором должна определяться путем расчетных оценок с учетом ограничений, приведенных выше.

Маневровые тепловозы преимущественно эксплуатируются в диапазоне частичных нагрузок 25–62,5 % N_e ном.

Для иллюстрации методики расчетной оценки рассмотрим вариант подачи аммиака за турбокомпрессором на номинальном режиме работы (100 % N_e ном). В

двигатель поступает 1,7 кг/с воздуха с избыточным давлением 0,055 МПа. Примем температуру воздуха на входе в компрессор $t = 15\text{ }^{\circ}\text{C}$, или $T = 288\text{ К}$. Атмосферное давление составляет 0,1013 МПа, коэффициент полезного действия компрессора $\eta_k = 0,78$.

Потери полного давления на фильтре и в канале подвода воздуха ко входу в компрессор турбокомпрессора характеризуются коэффициентом $\sigma = 0,95$. С учетом потерь абсолютное давление воздуха на входе в компрессор равно $P_1 = P_n \cdot \sigma = 0,1013 \cdot 0,95 = 0,0962\text{ МПа}$.

Из таблицы π - i функции определяем при температуре воздуха $T = 288\text{ К}$ энтальпия $i_1 = 288\text{ кДж/кг}$. Термодинамическая функция $\pi(T) = 1,21$.

Для определения параметров воздуха за компрессором используем π - i функции [98], которые построены с учетом изменения теплоемкости от температуры.

Степень повышения давления равна $\pi_k = P_2/P_1 = 0,156/0,0962 = 1,62$.

Термодинамическая функция $\pi(T_{2_{ад}}^i)$, по которой определяют температуру, равна:

$$\pi(T_{2_{ад}}^i) = \pi(T_1^i) \pi_k = 1,21 \cdot 1,623 = 1,964.$$

Из таблицы π - i функции определяем температуру воздуха $T_{2_{ад}} = 331\text{ К}$, или $t_2 = 58\text{ }^{\circ}\text{C}$. Удельная энтальпия равна $i_2 = 332\text{ кДж/кг}$.

В первом приближении принимаем расход аммиака для замещения 50 % дизельного топлива и температуру воздуха на входе $15\text{ }^{\circ}\text{C}$. По нагрузочной характеристике исследуемого двигателя расход топлива на номинальном режиме работы (100 % N_e ном) равен $G_d = 0,05142\text{ кг/с}$. Для эквивалентного по теплоте замещения 50 % расхода дизельного топлива принято подавать $G_a = 0,0596\text{ кг/с}$ аммиака.

Термодинамические расчеты выполняют на 1 кг воздуха. При расходах аммиака 0,0596 кг/с и воздуха 1,7 кг/с относительный расход аммиака равен $G_a = 0,0596/1,7 = 0,0351\text{ кг аммиака/кг воздуха}$. При удельной теплоте парообразования $r = 1370\text{ кДж/кг}$ уменьшение удельной энтальпии смеси составляет $i_{исп} = G_a \cdot r =$

$0,0351 \cdot 1370 = 48,1$ кДж/кг воздуха. Удельная энтальпия рабочего тела после испарения аммиака за компрессором равна

$$i_2 - i_{\text{исп}} = 332 - 48 = 284 \text{ кДж/кг.}$$

Расчетная температура рабочего тела (смеси воздуха и аммиака) составляет приблизительно 284 К, или 11 °С; снижение температуры составляет около 47 К. Такой расход аммиака допустим.

Процесс испарения аммиака за турбокомпрессором кроме обеспечения подачи испаренного аммиака в цилиндры дополнительно служит эффективным средством охлаждения наддувочного воздуха.

Рассмотрим оценку возможного расхода аммиака при нагрузке 37,5 % N_e ном. Расход дизельного топлива составляет $G_d = 0,01144$ кг/с. Для замещения 50 % дизельного топлива необходимо подать $G_a = 0,0133$ кг/с аммиака. Расход воздуха через двигатель равен 0,43 кг/с, поэтому относительный расход аммиака на 1 кг воздуха составляет $G_a = 0,0133/0,43 = 0,0309$ кг аммиака/кг воздуха. Избыточное давление за компрессором равно 0,0039 МПа, абсолютное давление $P_2 = 0,1013 + 0,0039 = 0,1052$ МПа. Степень повышения давления $\pi_k = P_2/P_1 = 0,1052/0,0962 = 1,094$.

Термодинамическая функция равна:

$$\pi(T_{2\text{ад}}^i) = \pi(T_1^i) \pi_k = 1,21 \cdot 1,094 = 1,323.$$

Из таблицы π - i -функции определяем температуру воздуха $T_{2\text{ад}} = 296$ К, или $t_2 = 23$ °С. Удельная энтальпия равна $i_2 = 296,4$ кДж/кг.

Уменьшение удельной энтальпии при испарении аммиака равно $i_{\text{исп}} = G_a \cdot r = 0,0309 \cdot 1370 = 42,33$ кДж/кг. Удельная энтальпия рабочего тела после испарения аммиака за компрессором равна:

$$i_2 - i_{\text{исп}} = 296,4 - 42,33 = 254,07 \text{ кДж/кг.}$$

При теплоемкости смеси, близкой к теплоемкости воздуха, расчетная температура составляет приблизительно 254 К, или -19 °С; снижение температуры составляет около 42 К. Такой расход аммиака допустим.

Плотность аммиака в жидкой фазе составляет около 734 кг/м³ [ГОСТ 6221-90]. Фактическую плотность аммиака в состоянии поставки целесообразно уточнять по сопроводительной документации.

2.6. Моделирование эксплуатационных показателей двигателя тепловоза при обогащении части аммиака и запальной порции дизельного топлива водородом

В качестве объекта исследования выбран двигатель 6ЧН 31,8/33 маневрового тепловоза ТЭМ18ДМ, так как его характеристики наиболее исследованы. Его характеристики приведены в таблице 2.8.

Таблица 2.8

Характеристики двигателя 6ЧН31,8/33

№ п/п	Наименование параметра	Значение параметра
1	Число цилиндров, расположение	6Р
2	Рабочий объем цилиндра, л	26,2
3	Диаметр цилиндра, мм	318
4	Ход поршня, мм	330
5	Степень сжатия	12,5

Для оценки эффективности рабочего цикла тепловозного двигателя 6ЧН 31/36 при его работе с добавкой аммиака проведено моделирование индикаторного рабочего цикла с помощью программного комплекса ПК EMDIEZEL. Результаты расчетов удовлетворительно совпадают с результатами экспериментальных данных [11].

Моделирование проведено на дизельном и трех видов смесевых топливах:

1. 40 % ДТ + 60 % NH₃
2. 80 % ДТ + 20 % NH₃
3. 79 % ДТ + 20 % NH₃ + 1 % H₂

Для моделирования выбраны параметры работы двигателя 6ЧН 31,8/33, представленные в таблице 2.9.

Исходные параметры моделирования

№ п/п	Наименование параметра	Значение параметра
1	Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	750
2	Коэффициент избытка воздуха	2,3
3	Давление наддува, МПа	0,16
4	Температура воздуха после компрессора, °C	333
5	УОП, град. ПКВ	–23

На рисунке 2.8 приведены иллюстрации фрагментов программной реализации методики синтеза рабочего цикла и скриншоты некоторых аспектов разработанного ПК EMDIESEL. Здесь представлен фрагмент интерфейса с основными исходными данными, а также результатами синтеза индикаторной диаграммы давления.

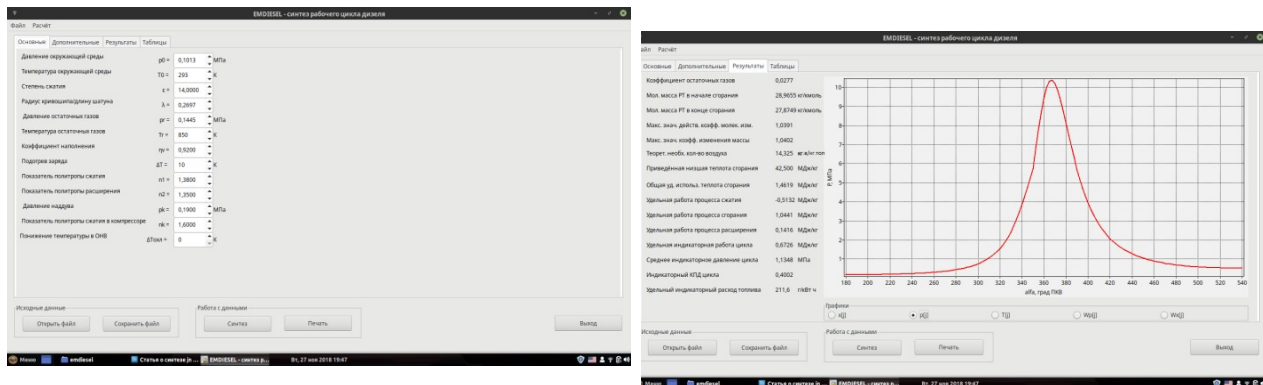


Рисунок 2.8 – Исходные данные, результаты и индикаторная диаграмма давления

Результаты моделирования приведены в виде индикаторных диаграмм на рисунке 2.9 и показателей рабочего цикла, приведенных в таблице 2.10.

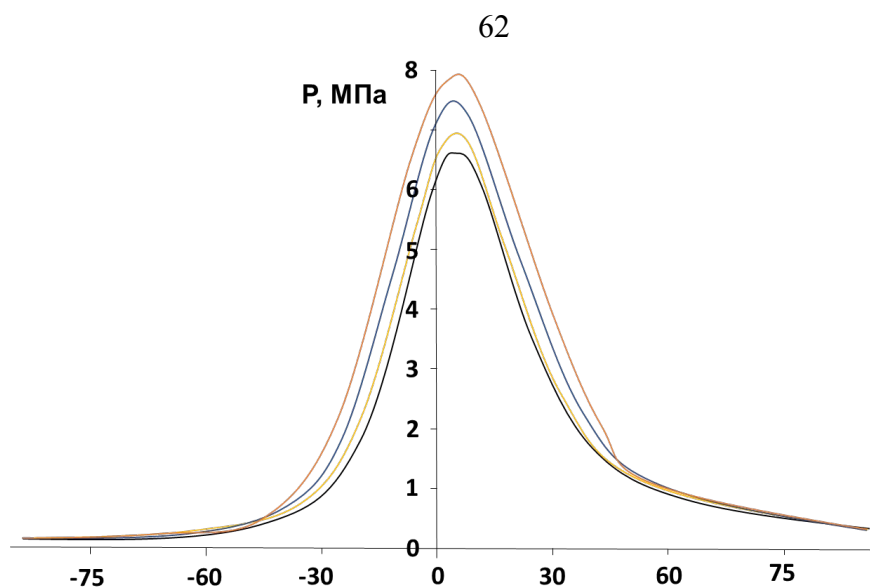


Рисунок 2.9 – Индикаторные диаграммы давления газов в цилиндре двигателя 6ЧН 31,8/33 при работе на дизельном и смесевых топливах

— ДТ; — 40 % ДТ + 60 % NH_3 ;
 — 80 % ДТ + 20 % NH_3 ; — 79 % ДТ + 20 % NH_3 + 1 % H_2

Таблица 2.10

Показатели рабочего цикла двигателя 6ЧН 31,8/33 при работе
на дизельном и смесевых топливах

Наименование параметра	ДТ	40 %ДТ+60 % NH_3	80 %ДТ+20 % NH_3	79 %ДТ+20 % NH_3 +1 % H_2
Среднее индикаторное давление P_i , МПа	1,07	1,12	1,16	1,21
Индикаторная мощность N_e , кВт	930	739,7	751,5	760
Удельный индикаторный расход топлива г/кВт · ч	226	260,8	257,3	253,4
Максимальное давление сгорания $P_{\max}$, МПа	6,87	7,30	7,73	7,96
Максимальная температура рабочего цикла $T_{\max}$, К	1710	1736	1740	1742

На рисунке 2.10 представлены кривые температур газов в цилиндре. При подаче аммиака значительное влияние на процесс горения в цилиндрах двигателя оказывают запальная порция ДТ и степень сжатия.

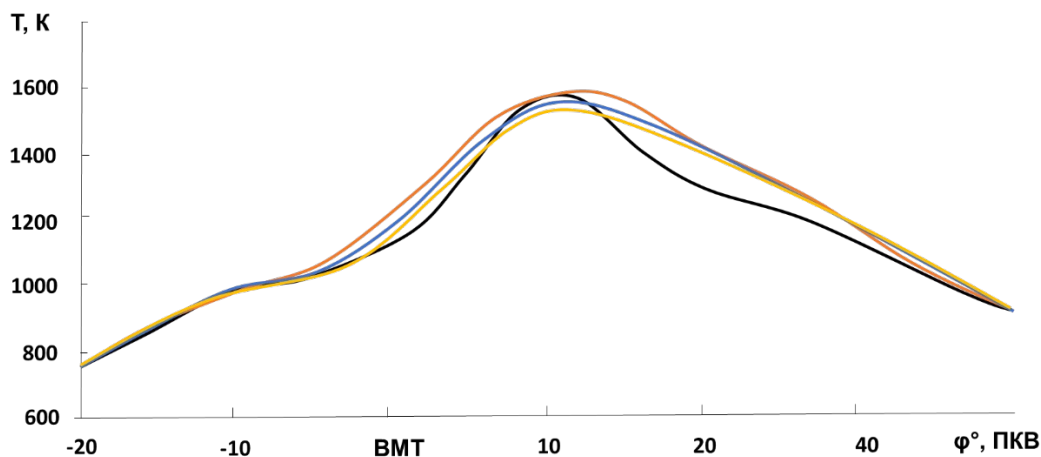


Рисунок 2.10 – Кривые температуры газов в цилиндре двигателя 6ЧН 31,8/33 при работе на дизельном и смесевых топливах

— ДТ; — 40 % ДТ + 60 % NH_3 ;
 — 80 % ДТ + 20 % NH_3 ; — 79 % ДТ + 20 % NH_3 + 1 % H_2

По данным таблицы 2.10 уменьшение доли NH_3 с 60 до 20 % повышает расчетную индикаторную мощность с 739,7 до 751,5 кВт (на 1,6 %) и снижает удельный расход смесевого топлива с 260,8 до 257,3 г/(кВт·ч) (на 1,3 %). Добавление 1 % H_2 к смеси 80 % ДТ + 20 % NH_3 дополнительно повышает мощность до 760 кВт (на 1,1 %) и снижает удельный расход топлива до 253,4 г/(кВт·ч) (на 1,5 %). Увеличение доли NH_3 до 60 % ухудшает индикаторные показатели рабочего цикла.

2.7. Выводы по второй главе

1. Предложена методика расчета рабочего цикла двигателя тепловоза, обеспечивающая оценку соответствия и улучшения эксплуатационных показателей двигателя тепловоза при использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива в результате синтеза индикаторных показателей рабочего цикла.

2 Разработана расчётная методика для оценки необходимых параметров подачи аммиака во впускной коллектор двигателя тепловоза в зависимости от нагрузки, обеспечивающая повышение эксплуатационных показателей двигателя

3. Путем численного моделирования с использованием физико-математических моделей, получено, что:

- подача аммиака за компрессором турбокомпрессора на номинальном режиме приводит к расчетному понижению температуры воздуха на входе в цилиндр приблизительно на 47,8 К, или на 14,4 %;

- при подаче газовой смеси в цилиндры, которая содержит 1,7 кг воздуха и 0,0596 кг аммиака, имеем газовую постоянную смеси $R = 294,2$ Дж/(кг·К) вместо $R = 287,04$ Дж/(кг·К) у воздуха, т.е. при добавке аммиака газовая постоянная увеличивается на 2,48 %;

- адиабатная работа сжатия газа в цилиндрах двигателя Лад при работе с замещением 50 % дизельного топлива аммиаком уменьшается с 353,3 до 304,0 кДж/кг, то есть приблизительно на 14,0 %. При прочих равных условиях эффективная мощность двигателя может быть увеличена вследствие уменьшения затрат мощности на сжатие;

- при замещении 50 % дизельного топлива аммиаком средняя газовая постоянная смеси отработавших газов увеличивается на 3,5 %, а средний коэффициент адиабаты не изменяется. Следовательно, адиабатная работа расширения газа $L_{ад}$ увеличивается также на 3,5 %;

- с увеличением относительной доли аммиака в смеси с дизельным топливом при постоянных среднем индикаторном давлении, частоте вращения коленчатого вала, коэффициенте избытка воздуха и угле начала сгорания наблюдается ухудшение топливной экономичности двигателя в связи со снижением скорости сгорания и, как следствие, увеличением продолжительности процесса сгорания. При этом снижаются максимальные давление и температура газов в цилиндре.

4. Расчетный анализ различными методами позволил определить значения относительного расхода в период продувки в диапазоне 1,6 до 3,6 % суммарного расхода газозвоздушной смеси двигателем. Использование программного комплекса ANSYS CFX позволило установить значение относительного расхода в период продувки в количестве 0,040 кг/с, или 2,4 %. Для двигателя 1-ПД4Д эффективное перемещение клапанов на протяжении процесса продувки составило 2,8 мм.

3. РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКИХ РЕШЕНИЙ ПО СОВЕРШЕНСТВОВАНИЮ ДВИГАТЕЛЕЙ ТЕПЛОВОЗОВ ДЛЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АММИАКА В КАЧЕСТВЕ КОМПОНЕНТА МОТОРНОГО ТОПЛИВА

3.1. Разработка системы подачи и смешения аммиака с воздухом перед подачей в цилиндры двигателя тепловоза

В основу проектирования системы для подачи аммиака во впускной коллектор положены следующие положения:

- одним из условий проектирования устройства подачи аммиака во впускной коллектор является минимальное изменение штатной компоновки тепловозного двигателя;

- аммиак необходимо подавать в жидком виде, учитывая что температура кипения аммиака при атмосферном давлении составляет $-33,43^{\circ}\text{C}$;

- для получения оптимальных характеристик тепловозного двигателя по выбросам вредных веществ отработавшими газами целесообразно замещать дизельное топливо (ДТ) аммиаком в диапазоне 40-60 % [9, 10].

С учетом этих положений разработана система, при которой для подачи топлива в двигатель тепловоза добавлена система подачи аммиака в цилиндры через впускной коллектор (рисунок 3.1).

Система для подачи и смешения с воздухом аммиака перед подачей в цилиндры двигателя тепловоза работает следующим образом. После запуска двигателя включают насос шестеренчатый 11 для подкачки аммиака из емкости с аммиаком. Регулировочным вентилем 10 устанавливают давление аммиака перед распыливающим устройством 6 при нагрузках 25, 37,5 и 50 % N_e ном в соответствии с зависимостью на рисунке 3.4 и контролируют его по показаниям манометра 9. При нагрузках 62,5, 75, 87,5 и 100 % N_e ном давление также устанавливают в соответствии с зависимостью на рисунке 3.4, при этом открывают нормально закрытый клапан 8 и аммиак поступает через дополнительное распыливающее устройство 7 и основное 6.

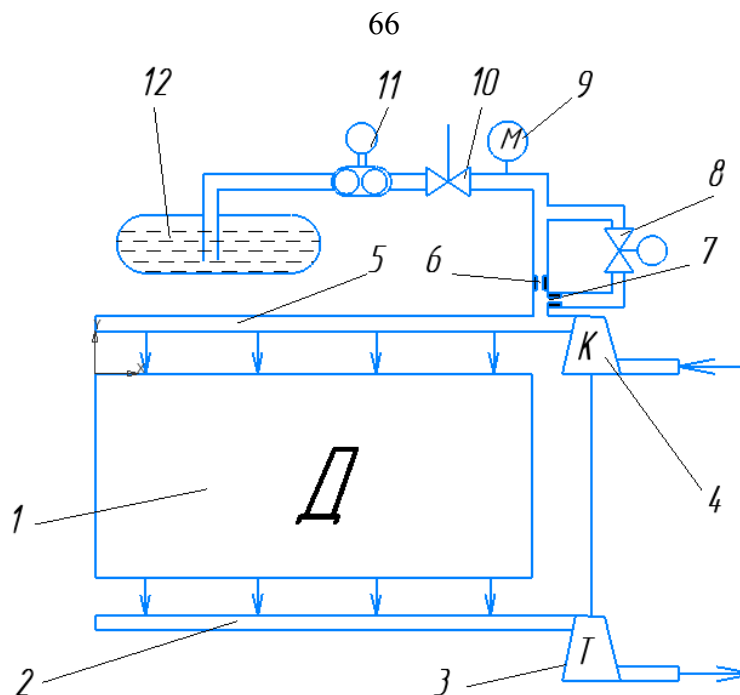


Рисунок 3.1 – Схема системы подачи аммиака в цилиндры двигателя тепловоза:

- 1 – двигатель, 2 – выпускной коллектор, 3 – турбина турбокомпрессора,
 4 – компрессор турбокомпрессора, 5 – впускной коллектор,
 6 – основное и 7 – дополнительное распыливающие устройства,
 8 – клапан (нормально закрытый), 9 – манометр,
 10 – регулировочный вентиль, 11 – насос шестеренчатый,
 12 – емкость с аммиаком.

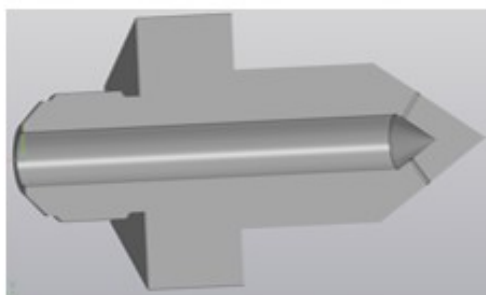
Аммиак необходимо подавать в жидкой фазе за турбокомпрессором без предварительного испарения, для этого разработано устройство, которое устанавливается в штатный штуцер, предназначенный для замера температуры или давления за турбокомпрессором (рисунок 3.2).

Проектирование и изготовление специального агрегата для дозировки жидкого аммиака не предусмотрено из-за значительных трудностей, связанных с проектированием и в основном с изготовлением и испытанием такого агрегата на специализированном предприятии, а также с оформлением документации на возможность его эксплуатировать.

Поэтому выбрано техническое решение, в соответствии с которым аммиак в жидкой фазе подаётся за турбокомпрессором без предварительного испарения

через устройство, которое устанавливается в штатный штуцер для замера температуры или давления за турбокомпрессором, далее смесь поступает во впускной коллектор и цилиндры.

На рисунке 3.2 приведено устройство и место его монтажа. В воздушной магистрали за компрессором ТК перед впускным коллектором имеется штатный штуцер для замера давления или температуры. В этот штуцер возможно монтировать распыливающее устройство.



Заглушка, вместо которой монтировать распыливающее устройство

Рисунок 3.2 – Распыливающее устройство и место его монтажа

Применение разработанного распыливающего устройства позволит обеспечить:

- необходимый расход аммиака с обеспечением однофазного жидкостного течения без специальных устройств регулирования параметров;
- равномерное распределение концентрации аммиака в воздушном потоке;
- уменьшение температуры рабочего тела за турбокомпрессором и тем самым увеличение мощности двигателя путем увеличения расхода воздуха в цилиндры.

3.2. Разработка системы подачи водорода в качестве компонента моторного топлива в газодизель на основе диссоциации аммиака

Водород, используемый в качестве компонента моторного топлива в дизельном двигателе и получаемый на основе диссоциации аммиака, подаётся дополнительно к основному топливу для улучшения качества сгорания аммиака за счет воздействия на процесс горения короткоживущих свободных радикалов, образующихся в процессе катализа. Этот процесс повышает полноту сгорания топлива, обеспечивает устойчивую работу ДВС при добавках аммиака в качестве компонента смесового топлива. Испарение аммиака во впускном коллекторе дополнительно приводит к уменьшению температуры рабочего тела за турбокомпрессором и тем самым приводит к увеличению мощности двигателя из-за увеличения расхода воздуха в цилиндры. Добавление водорода существенно повышает экологическую безопасность и экономичность двигателя. В одном объеме жидкого аммиака содержится в 1,7 раз больше водорода, чем в жидком водороде. Аммиак обладает более высокой энергоплотностью по содержанию водорода, чем газообразный жидкий водород [1, 2].

Оценки показывают, что парциальное окисление аммиака является одним из наиболее простых и дешевых способов получения водородных смесевых композиций. Добавки полученного из аммиака водорода имеют значительно более высокий эффект для улучшения сгорания, чем добавки такого же количества водорода из баллонов, который дороже аммиака в 3...5 раз [3].

Добавка водорода в количестве 3–5 % в топливно-воздушную смесь значительно увеличивает среднюю и турбулентную скорость распространения пламени и сокращает ширину зоны турбулентного горения [4]. Высокое содержание водорода в аммиаке (0,17 кг H_2 на 1 кг аммиака), небольшой вес тары для его хранения и простота переработки делают аммиак перспективным для получения водорода и использования его в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания.

Наиболее перспективным направлением использования аммиака в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания является диссоциация его на водород и азот.

На рисунке 3.3 представлено устройство подачи водорода в качестве компонента моторного топлива в газодизель на основе диссоциации аммиака [106].

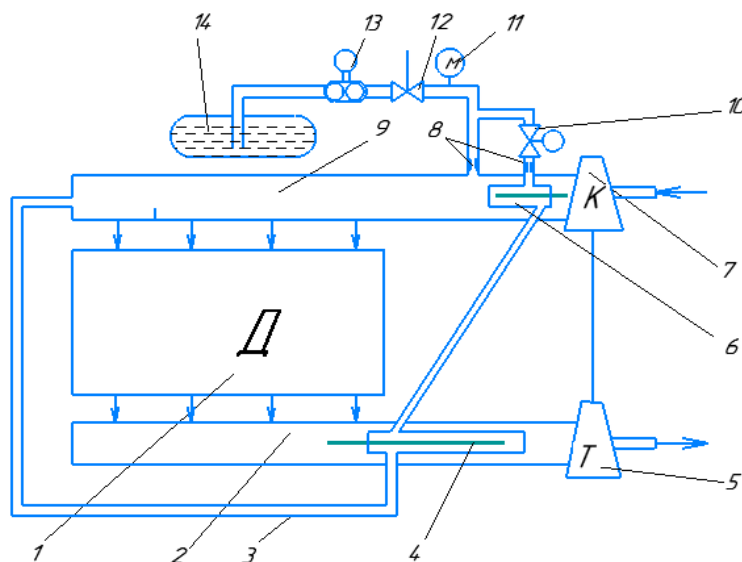


Рисунок 3.3 – Устройство подачи водорода в качестве компонента моторного топлива в газодизель на основе диссоциации аммиака

Устройство содержит дизельный двигатель 1, выпускной коллектор 2, канал подвода водородно-азотной смеси 3, катализатор 4, турбину турбокомпрессора 5, испаритель 6, компрессор турбокомпрессора 7, распыливающие устройства 8, впускной коллектор 9, нормально закрытый клапан 10, манометр 11, вентиль регулировочный 12, насос шестеренчатый 13 и емкость с аммиаком 14.

Устройство работает следующим образом. После запуска дизельного двигателя 1 включают насос шестеренчатый 13 для подкачки аммиака из емкости с аммиаком 14. Перепускная система условно не показана. Вентилем регулировочным 12 устанавливают необходимое давление аммиака перед распыливающими устройствами 8, контролируя его по показаниям манометра 11. Часть аммиака через нормально закрытый клапан 10 поступает в испаритель 6, расположенный во впускном коллекторе 9 за компрессором турбокомпрессора 7 и далее направляется в катализатор 4, расположенный в выпускном коллекторе 2

перед турбиной турбокомпрессора 5. Полученный при этом водород по каналу подвода водородно-азотной смеси 3 подается в качестве компонента моторного топлива дополнительно к основному топливу. Разработанное техническое решение защищено патентом РФ на изобретение № 2867409.

3.3. Расчет параметров распыливающего устройства для подачи аммиака в цилиндры двигателя тепловоза

Аммиак целесообразно подавать через распыливающее устройство. Распыливающее устройство имеет сопловые отверстия по аналогии со струйными форсунками. Известно, что работу струйных форсунок характеризуют следующие параметры: расход и давление жидкости на входе в форсунку.

Массовый расход жидкости G определяют по уравнению:

$$G = \mu \cdot F_c \cdot \rho \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p} \text{ кг/с}, \quad (3.1)$$

где F_c – площадь выходного отверстия (сопла), м^2 ;

Δp – перепад давления, Па ;

ρ – плотность жидкости, кг/м^3 ;

μ – коэффициент расхода сопла.

Все величины в уравнении (3.1) выражены в системе СИ.

Уравнение (3.1) получено из условия преобразования статического перепада давления в динамический скоростной напор:

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot v^2}{2}, \quad (3.2)$$

где v – средняя скорость истечения жидкости, м/с .

Плотность жидкости является физико-химической характеристикой вещества и зависит от температуры.

Из уравнения (3.2) скорость истечения жидкости равна

$$v = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (3.3)$$

Объемный расход с учетом коэффициента расхода равен

$$Q = \mu \cdot F_c \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}, \quad (3.4)$$

Массовый расход равен $G = \rho Q$, что после подстановки уравнения (3.4) приводит к уравнению (3.1).

Вычислим диаметры отверстий исходя из расхода и ограничений по давлению подачи аммиака. Принимаем минимальный расход при нагрузке 25 % N_e ном $G_{\min} = 0,009$ кг/с и максимальный $G_{\max} = 0,0596$ кг/с. Минимальный перепад давления принимаем $\Delta p = 0,93$ МПа (см. рисунок 3.3).

Из уравнения (3.1) вычисляем суммарную площадь отверстий распылителя с учетом коэффициента расхода:

$$\mu \cdot F_c = \frac{G}{\rho \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot \Delta p}}, \text{ м}^2.$$

Без учета коэффициента расхода расчетная площадь равна $1,611 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$, или $1,611 \text{ мм}^2$.

С учетом коэффициента расхода $\mu = 0,8$ суммарная площадь составляет $F_c = 2,01 \text{ мм}^2$. При двух одинаковых отверстиях диаметр каждого отверстия равен $d = 1,13 \text{ мм}$.

Из уравнения (3.1) выражаем перепад давления:

$$\Delta p = \frac{G^2 \cdot \rho}{(\mu \cdot F_c)^2 \cdot 2} \quad (3.5)$$

Исходя из условий, которым должна соответствовать система, выбраны оптимальные параметры подачи аммиака, в том числе расход, давление и площадь проходных сечений отверстий устройства на режимах малых нагрузок, например, при нагрузке 25 % N_e ном. Далее без изменения площади отверстий на других режимах определено оптимальное значение давления и расхода аммиака, замещающего дизельное топлива.

При нагрузке 25 % N_e ном и 50 % замещении дизельного топлива аммиаком необходимо подавать $G_a = 0,009$ кг/с при перепаде давления $\Delta p = 0,93$ МПа через два отверстия диаметром $d = 0,44$ мм общей площадью $f = 0,3 \text{ мм}^2$.

На номинальном режиме работы (100 % N_e ном) для замещения 50 % дизельного топлива необходимо подавать $G_a = 0,0596$ кг/с. Расчеты по уравнению (3.5) показывают, что для обеспечения такого расхода через отверстия площадью $f = 0,3 \text{ мм}^2$ необходимо создать перепад давления $\Delta p = 40,9$ МПа, а при замещении

10 % дизельного топлива необходимо подавать $G_a = 0,0119$ кг/с. Следовательно, без изменения площади проходных сечений отверстий обеспечить замещение дизельного топлива аммиаком в необходимом диапазоне на всех режимах работы двигателя невозможно.

В диапазоне частичных нагрузок 25–50 % N_e ном для замещения 50 % дизельного топлива аммиак необходимо подавать через отверстия общей площадью $f = 0,3$ мм², при этом давление подачи изменяется от 0,93 до 4,41 МПа. В диапазоне нагрузок 62,5–100 % N_e ном аммиак целесообразно подавать через отверстия общей площадью $f = 0,95$ мм², при этом давление подачи изменяется от 0,93 до 4,22 МПа.

На рисунке 3.4 приведены зависимости расхода аммиака, необходимого для замещения 50 % дизельного топлива, и давления подачи аммиака при двух размерах отверстий от нагрузки двигателя.

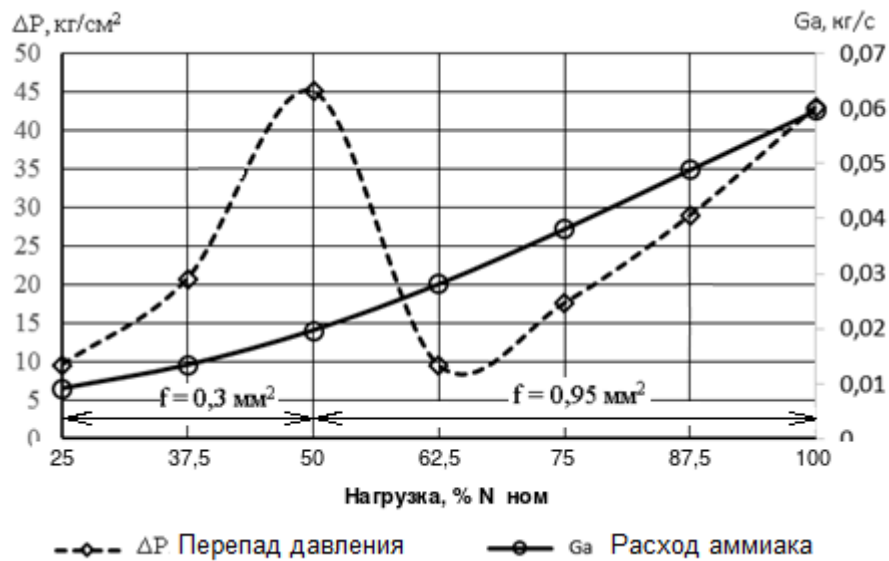


Рисунок 3.4 – Зависимости расходов аммиака для замещения 50 % ДТ и давления подачи аммиака при двух размерах отверстий от нагрузки двигателя

Экспериментальная проверка влияния замещения части дизельного топлива аммиаком на основные параметры тепловоза возможна путем изменения площади проходных сечений отверстий в системе подачи аммиака с минимальными издержками. В диапазоне нагрузок 62,5–100 % N_e ном необходимо аммиак подавать через распыливающее устройство с площадью отверстий $f = 0,95$ мм². В

диапазоне частичных нагрузок 25–50 % N_e ном необходимо на входе в дозирующее устройство устанавливать распыливающее устройство, которое обеспечит эквивалентную площадь проходного сечения $f = 0,3 \text{ мм}^2$.

Площадь проходного сечения распыливающего устройства вычисляем из следующих предпосылок. Суммарное (эквивалентное ΔP_Σ) сопротивление системы подачи аммиака равно сумме сопротивления на дозирующих отверстиях устройства ΔP_y и на распыливающем устройстве ΔP_p :

$$\Delta P_\Sigma = \Delta P_y + \Delta P_p. \quad (3.6)$$

Выразим в соответствии с уравнением (3.1) перепады давления, которые отражают сопротивление, через площади проходных отверстий:

$$\frac{1}{f_\Sigma^2} = \frac{1}{f_y^2} + \frac{1}{f_p^2}.$$

Неизвестной в этом уравнении является площадь отверстия в распыливающем устройстве. После преобразования путём приведения к общему знаменателю получаем

$$f_p = \sqrt{\frac{f_\Sigma^2 \cdot f_y^2}{f_y^2 - f_\Sigma^2}}. \quad (3.7)$$

Распыливающее устройство имеет площадь и диаметр соответственно $f_{ж} = 0,316 \text{ мм}^2$, диаметр отверстия $d = 0,635 \text{ мм}$.

С помощью комплекса вычислительной газодинамики FLUENT проведён расчёт трёхмерной модели проточной части с целью определения полей скоростей и давлений, концентрации паров аммиака в воздухе. Расчет выполнен методом конечных элементов для симметричного сектора камеры с разбиением расчётного объёма на 1.5 млн. элементов. При построении расчетной области и задании граничных условий были приняты следующие допущения:

- рабочее тело – идеальный газ (*incompressible ideal gas*);
- пограничный слой на стенках модели укладывается в размеры пристеночных элементов;
- на входе задаётся равномерное поле скоростей и давлений;
- расчёты проводятся с применением базового неявного решателя *Pressure Based Implicit (PBI)* и на втором порядке точности вычислений.

- модель турбулентности k-ε Лондера-Сполдинга, как наиболее апробированная в мировой практике расчетов турбулентных течений и обладающая лучшим отношением точность/устойчивость;
- модель учета влияния турбулентных пульсаций, основанная на рассеянии вихрей (развитие модели Д. Сполдинга распада вихря);
- модель течения, основанная на уравнении Навье-Стокса в форме Рейнольдса и гипотезе Буссинеска;
- конечно-элементная модель проточной части после исследования представляет собой неструктурированную конечно-элементную сетку, с локальным сгущением, подобранным в зависимости от особенностей формы конструкции и изучаемого процесса. Полученные в результате расчётов величины усредняются по расходу (Mass-Weight Average) в среде FLUENT. Результаты расчетов по данному подходу верифицированы, сравнивались с экспериментальными результатами испытаний. При расчетах задавались следующие исходные данные: коэффициент избытка воздуха $\alpha = 2,27$, расход воздуха $G_{\text{в}} = 1,7$ кг/с, расход аммиака $G_{\text{а}} = 0,0596$ кг/с.

На рисунке 3.5 приведены поля концентраций аммиака при подаче на расстоянии 1 см (а) и 3 см (б) от распыливающего устройства.

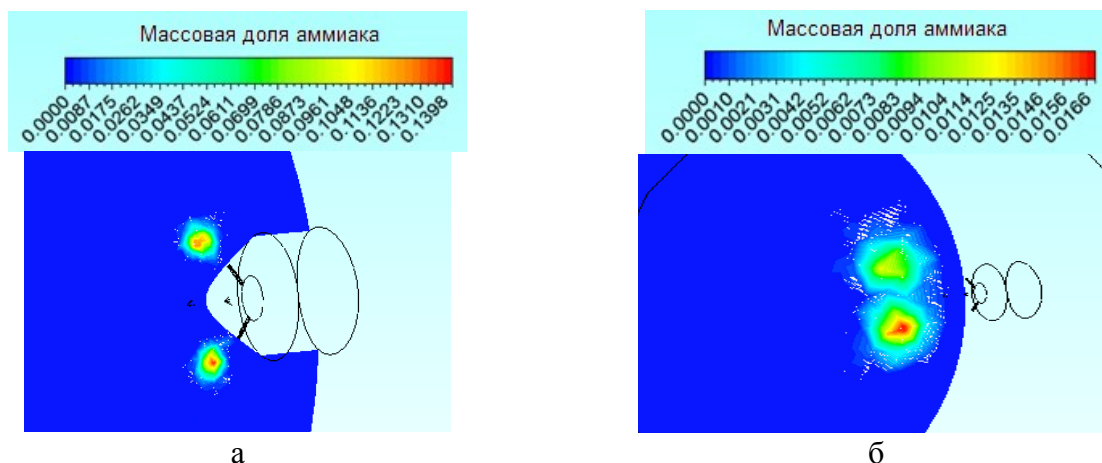


Рисунок 3.5 – Поля концентраций аммиака – на расстоянии 1 см (а) и 3 см (б)

На рисунке 3.6 приведены поля концентраций аммиака при подаче на расстоянии 7 см (а) и 35 см (б).

Неравномерность концентрации паров аммиака в воздухе по сечению канала на расстоянии 35 см от устройства составляет не более 0,2 %.

Разработанная система подачи и смешения с воздухом аммиака в цилиндры двигателя тепловоза обеспечивает необходимый расход аммиака при условии однофазного жидкостного течения без специальных устройств регулирования параметров, а также равномерную концентрацию паров аммиака в воздухе, уменьшение температуры рабочего тела за турбокомпрессором и, как следствие, увеличение мощности двигателя путем увеличения расхода воздуха в цилиндры.

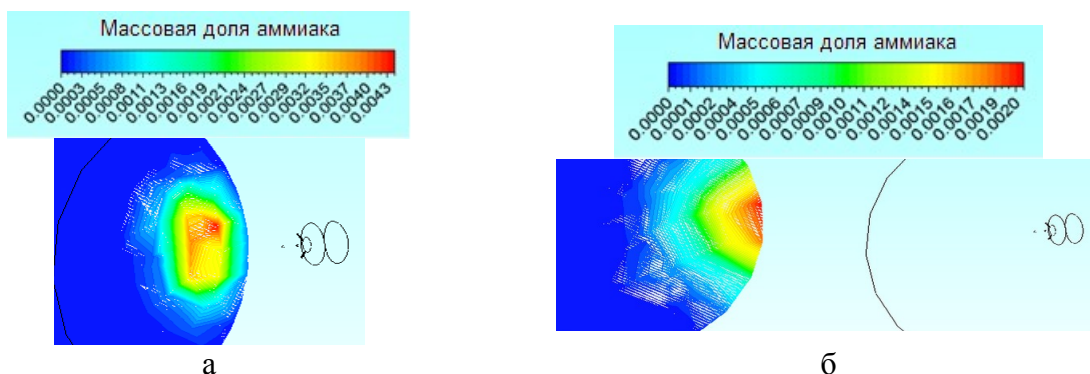


Рисунок 3.6 – Поле концентраций в патрубке подачи аммиака в первый цилиндр

При этом сохраняется возможность автоматического перехода на работу на ДТ, обеспечивается минимальное вмешательство в конструкцию двигателя.

3.4. Численное моделирование течения воздуха в системе продувки цилиндра

Путем использования программного комплекса *ANSYS CFX* выполнено численное моделирование течения воздуха в системе продувки цилиндра.

Расчет структуры потока и в том числе расхода воздуха при продувке цилиндра путем использования программного комплекса *ANSYS* выполнен по следующим исходным данным:

- принят вариант процесса, когда впускные клапаны начинают открываться за 50 градусов до верхней мертвой точки (ВМТ), а выпускные клапаны закрываются через 50 градусов после ВМТ;
- средняя скорость поршня принималась 8 м/с

- параметры газа на входе: $T = 320$ К, избыточное давление $p = 0,055$ МПа, абсолютное давление $p = 0,156$ МПа;

- дополнительно учтено следующее. Процесс продувки цилиндра, когда открыты впускные и выпускные клапаны, происходит в период поворота коленчатого вала на 100° . У четырехтактного двигателя один рабочий цикл соответствует повороту коленчатого вала на 720° , поэтому относительная продолжительность продувки составляет $\bar{\tau} = 100/720 = 0,139$. Частота вращения коленчатого вала равна $n = 12,5$ с⁻¹. Расчетный расход через один впускной клапан составляет $G_{\text{кл}} = 0,097$ кг/с, через два клапана – $0,194$ кг/с. Средний за рабочий цикл продувочный расход равен $G_{\text{пр}} = 2G_{\text{кл}} \cdot \bar{\tau} = 0,194 \cdot 0,139 = 0,027$ кг/с, что составляет $0,027/1,7 \cdot 100 \% = 1,6 \%$ суммарного расхода воздуха двигателем.

На номинальном режиме работы двигателя расход воздуха $G_{\text{в}} = 1,7$ кг/с, коэффициент расхода воздуха $\alpha = 2,28$, расход дизельного топлива $G_{\text{д}} = 0,0257$ кг/с, расход аммиака $G_{\text{ам}} = 0,0596$ кг/с.

Для исследования структуры потока в элементах впускной системы разработана геометрическая модель (рисунок 3.7) и конечно-элементная модель (рисунок 3.8).

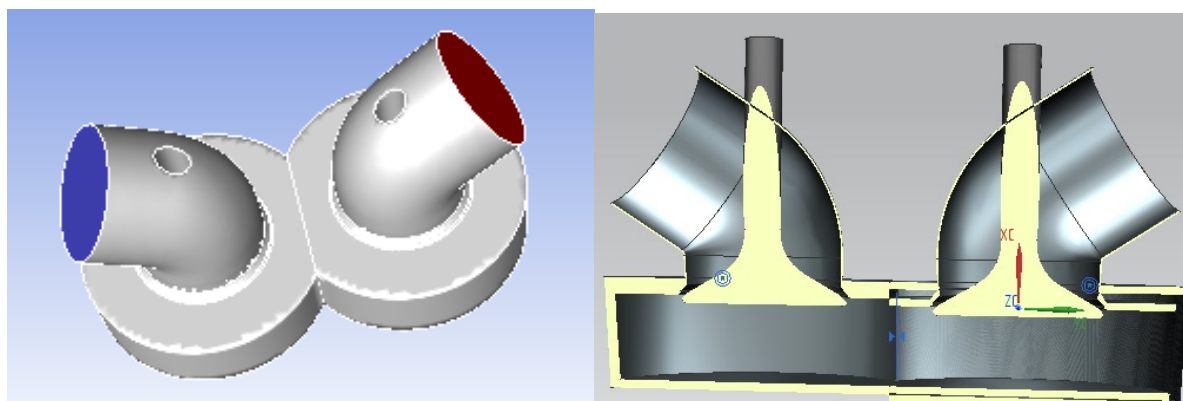


Рисунок 3.7 – Геометрическая модель фрагмента крышки цилиндра с клапанами

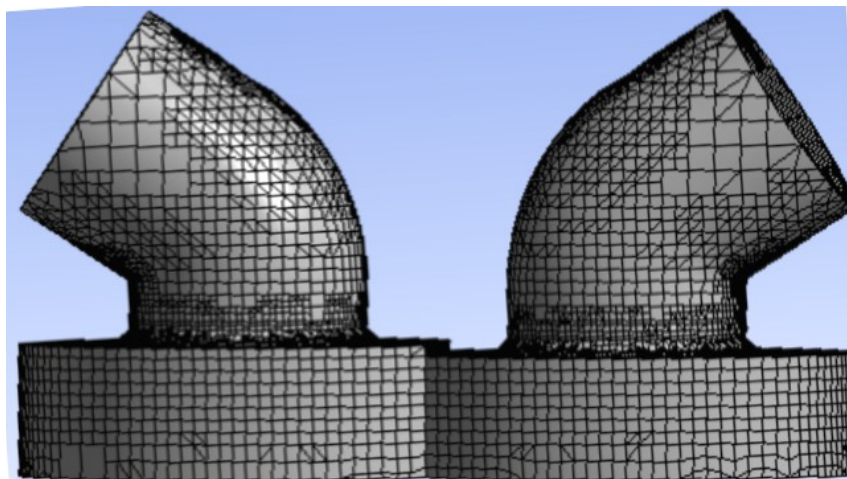


Рисунок 3.8 – Конечно-элементная модель фрагмента крышки цилиндра с клапанами

Сетка содержит 648000 элементов.

Расчет структуры потока и в том числе расхода воздуха при продувке цилиндра путем использования программного комплекса *ANSYS* выполнен по тем же исходным данным, которые приняты в предыдущих разделах.

На рисунке 3.9. приведено поле скорости в сечении канала при продувке цилиндра на номинальном режиме работы двигателя.

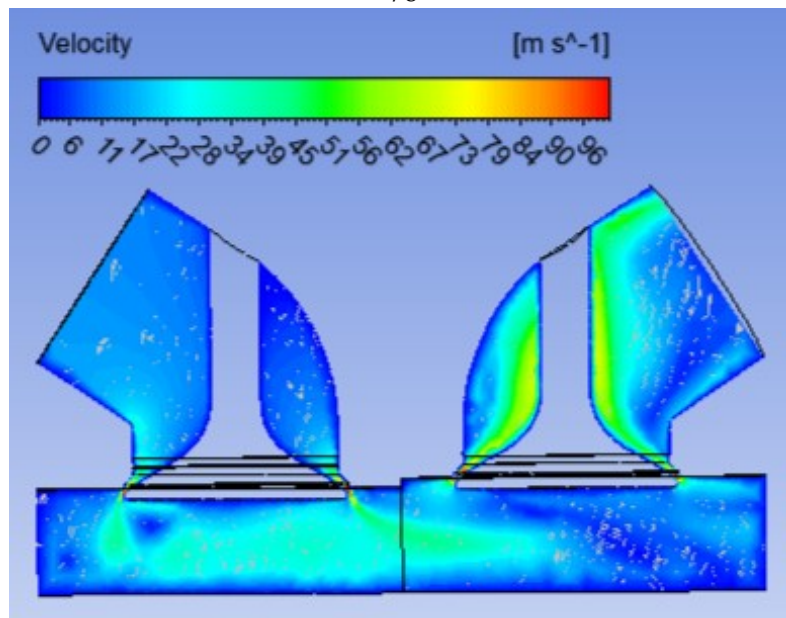


Рисунок 3.9 – Поле скорости в сечении канала при продувке цилиндра на номинальном режиме работы двигателя

С учетом методики, изложенной в предыдущих разделах, и по результатам расчета путем использования программного комплекса *ANSYS CFX* получено, что на продувку идет 0,04 кг/с продувочного воздуха. От суммарного расхода воздуха это составляет 2,4 %.

Маневровый тепловоз работает большую часть времени на пониженных режимах. В диапазоне малых нагрузок 12,5–37,5 % $N_{e \text{ ном}}$ параметры работы турбокомпрессора находятся вне расчетного диапазона. При этом турбокомпрессор перестает обеспечивать повышение давления рабочего тела на входе в цилиндр и создает дополнительное газодинамическое сопротивление. Так в диапазоне малых нагрузок 12,5–37,5 % $N_{e \text{ ном}}$ давление в выпускной системе перед турбиной становится больше, чем давление за компрессором.

На рисунке 3.10. приведено поле скорости в сечении канала при продувке цилиндра при нагрузке 37,5 % $N_{e \text{ ном}}$.

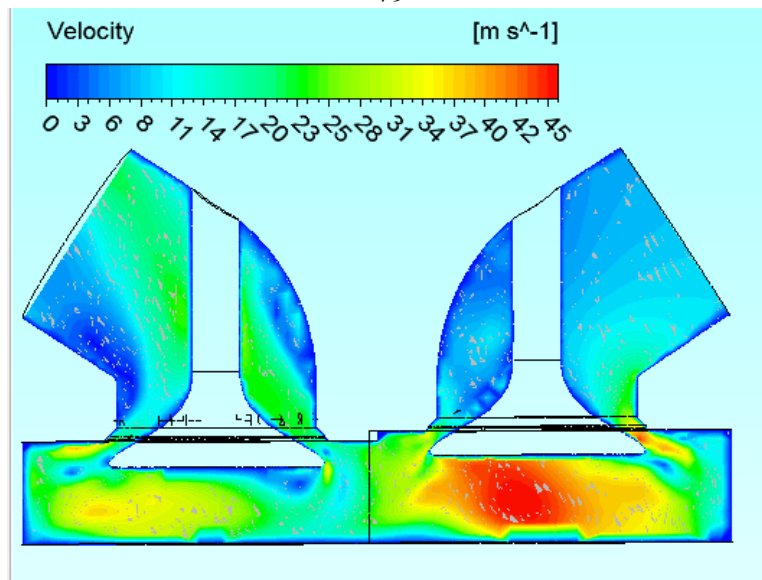


Рисунок 3.10 – Поле скорости в сечении канала при продувке цилиндра при нагрузке 37,5 % N_e ном

Перед турбиной давление больше, чем давление за компрессором и поток рабочего тела направлен из выпускного коллектора во впускной. Такое направление движения рабочего тела исключает поступление паров аммиака в выпускную систему и далее в атмосферу.

3.5. Выводы по третьей главе

1. Разработана система подачи и смешения с воздухом аммиака в цилиндры двигателя тепловоза, которая обеспечивает необходимый расход аммиака при условии однофазного жидкостного течения без специальных устройств регулирования параметров, а также равномерную концентрацию смеси воздуха и аммиака, уменьшение температуры рабочего тела за турбокомпрессором и, как следствие, увеличение мощности двигателя путем увеличения расхода воздуха в цилиндры. Проработан вариант установки распыливающего устройства на тепловозе, а именно в штатный штуцер, предназначенный для замера температуры или давления за турбокомпрессором.

2. Для улучшения процесса сгорания аммиака разработано устройство для получения водорода путем диссоциации части аммиака с использованием теплоты отработавших газов и катализатора. При общем расходе NH_3 0,0596 кг/с

диссоциация 10 % аммиака соответствует расходу 0,00596 кг/с и по реакции $2\text{NH}_3 \rightarrow \text{N}_2 + 3\text{H}_2$ дает теоретический расход H_2 0,00106 кг/с. Принятый в расчете тепловой эффект 14,1 кВт эквивалентен низшей теплоте сгорания 0,00076 кг/с аммиака, то есть 1,27 % его общего расхода.

3. Выполнена оценка возможных параметров подачи аммиака во входной коллектор маневрового тепловоза ТЭМ18ДМ. Исходя из условий, которым должна соответствовать система, выбраны оптимальные параметры подачи аммиака, в том числе расход, давление и площадь проходных сечений отверстий устройства на режимах малых нагрузок. Определены оптимальные значения давления и расхода аммиака.

4. Определено, что по оценке через относительную продолжительность продувки средний продувочный расход составляет $G_{\text{пр}} = 2G_{\text{кл}} \cdot \bar{\tau} = 0,194 \cdot 0,139 = 0,027$ кг/с, или 1,6 % суммарного расхода воздуха двигателем. На номинальном режиме расход воздуха $G_{\text{в}} = 1,7$ кг/с, коэффициент избытка воздуха $\alpha = 2,28$, расход дизельного топлива $G_{\text{д}} = 0,0257$ кг/с, расход аммиака $G_{\text{ам}} = 0,0596$ кг/с.

4. РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ МАНЕВРОВОГО ТЕПЛОВОЗА ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ АММИАКА В КАЧЕСТВЕ КОМПОНЕНТА МОТОРНОГО ТОПЛИВА

4.1. Программа и методика проведения экспериментальных исследований

Программа и методика проведения экспериментальных исследований по оценке влияния добавки аммиака во впускной коллектор на эксплуатационные характеристики и экологическую безопасность двигателя маневрового тепловоза выполнена в соответствии с ГОСТ 33754–2016 (с изменением № 1) «Выбросы вредных веществ и дымность отработавших газов автономного тягового и моторвагонного подвижного состава. Нормы и методы определения».

Использование аммиака в ходе проведения стендовых нагрузочных испытаний с использованием реостата позволит повысить энергетическую эффективность, экологическую безопасность и топливные ресурсы, предотвратить экологические риски и сверхнормативные платежи за негативное воздействие на окружающую среду со стороны ОАО «РЖД».

Для контроля экологических параметров используется оборудование пунктов экологического контроля (ПЭК). Экологические измерения, проводимые оборудованием ПЭК, позволяют проверить соответствие установленным ГОСТ 33754 – 2016 нормативам.

Целью разработки программы и методики является обеспечение возможности использования аммиака в качестве компонента моторного топлива для повышения эффективности двигателей тепловозов.

Для оценки влияния добавки аммиака на энергетическую эффективность, экологическую безопасность и топливные ресурсы были проведены отладочные испытания разработанной системы подачи аммиака во впускной коллектор двигателя маневрового тепловоза ТЭМ18ДМ на станции реостатных (стендовых нагрузочных) испытаний и в пункте экологического контроля локомотивного депо Самара (рисунок 4.1).



Рисунок 4.1 – Монтаж системы для подачи аммиака
во впускной коллектор двигателя маневрового тепловоза

Характеристики двигателя 1-ПД4Д маневрового тепловоза ТЭМ18ДМ до и после замещения 50 % ДТ аммиаком приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1

Характеристики двигателя 1-ПД4Д маневрового тепловоза ТЭМ18ДМ при
замещении 50 % ДТ аммиаком

$N_e/N_{e\text{ном}}$, %	n , мин^{-1}	n , с^{-1}	N , кВт	G_B , кг/с	G_T , кг/ч	G_T , кг/с	Коэфф-т избытка воздуха, α	Расход ДТ, (50 % массовый)		Расход NH_3 при замещении ДТ	
								кг/ч	кг/с	кг/ч	кг/с
100	750	12,5	882	1,7	185,1	0,05142	2,28	92,6	0,02571	214,6	0,0596
75	570	9,5	556	1,07	118,1	0,03280	2,25	59,0	0,01638	137	0,0380
50	400	6,7	268	0,63	61,0	0,01693	2,57	30,5	0,00847	71	0,0196
25	300	5	114	0,42	28,0	0,00776	3,73	14,0	0,00388	32	0,0090
0	240	4	х/х	0,32	-	-	-	-	-	-	-

Аммиак подавался непосредственно из баллона на входе во впускной коллектор за турбокомпрессором при давлении до $P \geq 4,71$ МПа.

При начальном давлении аммиака в баллоне 14,7 МПа часть аммиака подавалась за счет давления в баллоне. При такой схеме подача продолжалась до снижения давления в баллоне до 4,71 МПа. Для подачи аммиака изготовлены распыливающие устройства с двумя отверстиями диаметром 0,44 мм, с двумя отверстиями диаметром 0,76 мм, а также с одним отверстием диаметром 0,635 мм. На рисунке 4.2 представлены изготовленные экспериментальные образцы распыливающих устройств. Для замещения 50 % дизельного топлива аммиаком при испытаниях на режимах нагрузки 25 и 50 % N_e ном устанавливалось распыливающее устройство с двумя отверстиями $d = 0,44$ мм; давление на входе составляло 0,98 и 4,71 МПа соответственно.

При испытаниях на режимах нагрузки 50, 75 и 100 % N_e ном устанавливалось распыливающее устройство с двумя отверстиями $d = 0,76$ мм; давление на входе составляло 0,98, 3,04 и 4,51 МПа соответственно.



Рисунок 4.2 – Экспериментальные образцы распыливающих устройств

Аммиак подавался из баллона вместимостью 0,040 м³ при давлении 14,7 МПа через редуктор; давление контролировалось по манометру.

Технические параметры баллона для использования аммиака приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2

Технические параметры баллонов для использования аммиака

Характеристики	Значение
Объем, м ³	0,040
Материал	углеродистая сталь
Рабочее давление, МПа	14,7
Диаметр цилиндрической части, мм	219

Характеристики	Значение
Толщина стенки баллона, мм, не менее	6,8
Длина корпуса баллона, мм	1370
Масса баллона (без вентилей, колпаков, колец и башмаков), кг	58,5
Масса баллона (с вентилем, колпаком, кольцом и башмаком), кг	65
ГОСТ	949-73

Для подачи жидкого аммиака из баллона к распыливающему устройству использовался шланг высокого давления для аммиака АМХ 13 РА Ø13. На рисунке 4.3 показано место монтажа распыливающего устройства во впускной коллектор двигателя тепловоза.



Рисунок 4.3 – Монтаж распыливающего устройства
во впускной коллектор двигателя тепловоза

Согласно разработанной системе, аммиак подавался в цилиндры двигателя через впускной коллектор и воспламенялся от воспламенения запальной порции ДТ, где температура газов в цилиндре достигает выше 1000°С. Этой температуры достаточно для выгорания аммиака. И так как аммиак сгорает не так интенсивно, как ДТ, то угол опережения подачи дизельного топлива необходимо увеличивать на 3–5°, используя электронную систему управления впрыском топлива (ЭСУВТ).

На двигателе 1-ПД4Д тепловоза ТЭМ18ДМ были проведены отладочные испытания системы подачи аммиака во впускной коллектор при работе двигателя под нагрузкой.

Замеры производились после перехода с номинального режима работы на режимы частичных нагрузок с изменением тока реостатом до величины, указанной

в Инструкции на реостатные испытания тепловоза. Протоколы с результатами исследований приведены в приложении В.

Аммиак подавался при работе двигателя тепловоза на холостом ходу, а также на режимах нагрузки 25, 50, 75 и 100 % N_e ном. Замеры уровней выбросов вредных веществ в отработавших газах осуществлялись на холостом ходу и при нагрузках 25, 50, 75 и 100 % N_e ном.

Оборудование, используемое для контроля экологической безопасности тепловоза приведено в таблице 4.3.

Таблица 4.3

Оборудование, используемое для контроля экологической безопасности тепловоза

№	Измеряемая величина	Вид измерительного оборудования	Интервал измерений	Погрешность измерений
1	O ₂	VarioPlus Industrial	0–21 %	0,2 %абс.
2	CO	VarioPlus Industrial	0-3000 ppm	±5 %
3	NO _x	VarioPlus Industrial	0-4000 ppm	±10 %
4	CH	VarioPlus Industrial	0-2000 ppm	±5 %
5	Коэффициент избытка воздуха	VarioPlus Industrial	Расчётная величина	
6	Дымность	ИДС-3С	0-100 %	±2 %
7	t воздуха атмосферы	Метеостанция	-40...+60°C	±1 %
8	P воздуха атмосферы	Метеостанция	80–106 кПа	±0,5 %

При испытаниях для каждого режима работы двигателя было сделано 3 замера концентраций выбросов вредных веществ в отработавших газах. Погрешность измерений составила 5-10 %. Регулировка подачи дизельного топлива осуществлялась с помощью ЭСУВТ.

Для поддержания мощности двигателя программу регулирования отлаживали с учетом различия низшей теплоты сгорания дизельного топлива и аммиака: $H_{u_{NH_3}} = 18,6$ МДж/кг, $H_{u_{дт}} = 42,5$ МДж/кг. При одинаковом тепловом эквиваленте массовый расход аммиака должен быть приблизительно в $42,5/18,6 = 2,28$ раза больше массы замещаемого дизельного топлива; по экспериментальным значениям таблицы 4.1 отношение составляет $214,6/92,6 = 2,32$. Экономический эффект зависит от фактических цен и затрат на хранение и подачу аммиака.

4.2. Исследование процесса продувки цилиндра при подаче аммиака во впускной коллектор двигателя маневрового тепловоза

Реализация азотоуглеводородного рабочего цикла в двигателях предполагает выбор способа подачи аммиака в цилиндры двигателя для рациональной организации работы системы газообмена, включающей впускную и выпускную подсистемы. В качестве одного из вариантов возможна подача аммиака в жидком виде во впускной коллектор после компрессора агрегата наддува, где он испаряется, а затем смесь паров аммиака с воздухом (далее газозвдушная смесь) в виде свежего заряда поступает в цилиндры двигателя. Вследствие испарения жидкого аммиака уменьшается температура газозвдушной смеси на входе в цилиндры, что упрощает и возможно устраняет необходимость в теплообменнике промежуточного охлаждения газозвдушной смеси за компрессором.

Однако с подачей аммиака во впускной коллектор и далее газозвдушной смеси во впускной канал головки цилиндра при продувке надпоршневой части в период перекрытия впускных и выпускных клапанов механизма газораспределения возможно поступление части паров аммиака в выпускную подсистему. Учитывая эту возможность и сложность процесса газообмена при продувке внутрицилиндрового пространства, рассмотрение газодинамических явлений в период перекрытия клапанов газораспределения в двигателе требует отдельного рассмотрения.

Важным фактором, который необходимо учитывать при использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива является повышенная температура его самовоспламенения. Такая температура не достигается при сжатии горючей газозвдушной смеси в цилиндре и не может обеспечить самовоспламенение смеси, вследствие чего необходимо принудительное воспламенение. Оно обеспечивается, например очагом пламени, создаваемым самовоспламенением ограниченной по величине запальной порции дизельного топлива, впрыскиваемой в цилиндр традиционной дизельной топливоподающей аппаратурой.

Газообмен является одним из важнейших процессов в рабочем цикле двигателя. Изменение давления рабочего тела во внутрицилиндровом пространстве при циклической работе двигателя формирует газодинамические явления, выражающиеся в колебаниях давления газов во впускной и выпускной подсистемах системы газообмена. Процесс газообмена в зависимости от соотношения значений параметров рабочего тела во внутрицилиндровом пространстве и смежных подсистемах можно условно подразделить на несколько периодов: свободный выпуск отработавших газов, принудительный выпуск отработавших газов, продувка надпоршневой части внутрицилиндрового пространства свежим зарядом, наполнение цилиндра свежим зарядом (впуск), дополнительная зарядка.

Свободный выпуск обусловлен значительным перепадом давлений между внутрицилиндровым пространством и выпускной подсистемой. Начинается свободный выпуск в момент открытия выпускных клапанов и продолжается до момента начала принудительного выпуска, когда продукты сгорания начинают истекать из цилиндра под воздействием перемещения поршня к ВМТ.

В двигателях с наддувом на режимах работы близких к номинальной мощности давление p_s во впускном канале головки цилиндров больше давления p_t в выпускном ее канале. При снижении нагрузки на режимах работы менее $\approx 40 \%$ от номинальной мощности ситуация изменяется, разность $p_s - p_t$ уменьшается, и давление p_s во впускном канале головки цилиндров становится меньше давления p_t в выпускном ее канале. Вследствие перепада давлений в период перекрытия клапанов газораспределения на режимах работы близких к номинальной мощности возникает течение свежей смеси от впускного клапана к выпускному, называемое продувкой. При этом возможно попадание части паров аммиака в выпускную подсистему.

В процессе продувки происходит замещение истекающих через выпускной клапан отработавших газов поступающим свежим зарядом. Продувка камеры сгорания, образованной надпоршневой частью внутрицилиндрового пространства, улучшает наполнение цилиндра свежим зарядом, снижает температуру

распылителя топливopодающей форсунки, впускных и выпускных клапанов, поршня, огневой поверхности головки и жарового пояса гильзы цилиндра. При снижении нагрузки двигателя процесс продувки постепенно сокращается до почти полного прекращения.

Процесс наполнения как в двигателях без наддува, так и в двигателях с наддувом, осуществляется при открытых впускных клапанах и сопровождается увеличением объема внутрицилиндрового пространства вследствие перемещения поршня от верхней мертвой точки (ВМТ) к нижней мертвой точке (НМТ). При этом вследствие увеличения объема внутрицилиндрового пространства уменьшается давление газовойдушной смеси (создается разрежение при отсутствии наддува) в цилиндре двигателя.

Дополнительная зарядка цилиндра свежим зарядом происходит после прохождения поршнем НМТ до закрытия впускных клапанов, если давление перед впускными клапанами больше давления в цилиндре. В противном случае происходит выброс части свежего заряда из цилиндра. Повышение давления воздуха перед впускными клапанами в конце впуска может быть достигнуто соответствующим выбором расположения, конфигурации, диаметра и длины впускного канала в головке цилиндров и компрессором агрегата наддува.

Основной целью расчетного анализа является оценка расхода газовойдушной смеси при продувке цилиндра, которую можно выполнить с помощью трех различных методов: с использованием закономерностей газовой динамики, газодинамических функций и программного комплекса ANSYS Fluent.

В этих методах расчетного анализа необходимо знание исходных данных и граничных условий, основными из которых являются: геометрические параметры впускных и выпускных каналов головки цилиндра и клапанов газораспределения, конфигурацию продувочного тракта, теплофизические параметры газовойдушной смеси, давление, температуру и другие параметры.

В работе не представлены полный перечень и некоторые особенности исходных данных, а выполнена лишь расчетная оценка расхода газовойдушной

смеси в процессе продувки цилиндра на примере тепловозного двигателя при работе на дизельном топливе (ДТ) с добавками аммиака (NH_3).

Особенности течения газа в период продувки характеризуются сложным газодинамическим процессом, сопровождающимся изменением термодинамических параметров газа, скорости и площади поперечного сечения потока, трением потока о стенки и внутренним трением, теплообменом между потоком и поверхностями клапана, седла клапана и каналов в головке цилиндров. Обычно влияние этих факторов при расчетном определении расхода газа через клапаны учитывается коэффициентом расхода, значение которого определяется в функции подъема клапана, угла поворота кривошипа или отношения высоты подъема h клапана к диаметру d горловины седла – h/d .

Коэффициент расхода μ представляет собой отношение действительного расхода воздуха G_d к теоретическому G_T :

$$\mu = G_d/G_T, \quad (4.1)$$

Действительный расход воздуха через клапан определяется экспериментально с помощью измерительных устройств, например расходомера, а теоретический – по известным значениям давления и температуры воздуха перед клапаном, площади проходного сечения и перепада давлений на клапане.

На рисунке 4.4 показано характерное изменение коэффициента расхода впускных клапанов в зависимости от отношения h/d клапана диаметром 45 мм.

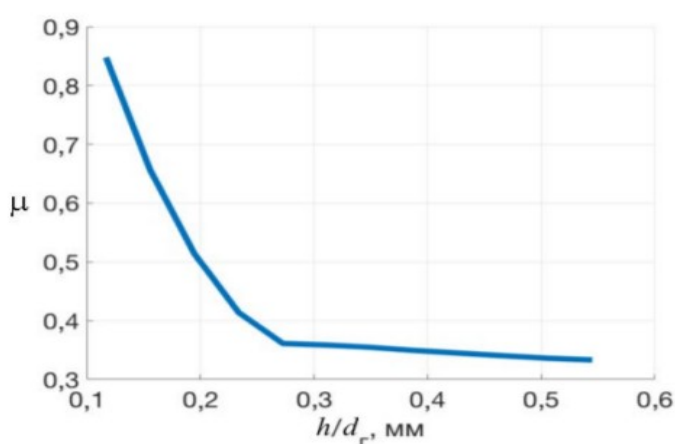


Рисунок 4.4 – Изменение коэффициента расхода в зависимости от относительного хода клапана

Кроме коэффициента расхода на расходные характеристики клапанов оказывают влияние гидравлические потери давления из-за трения потока газовой смеси о стенки канала и потери части скоростного напора вследствие преодоления различных местных сопротивлений.

Среднее давление гидравлических потерь $p_{гп}$ во впускных и выпускных клапанах при отношении площадей их проходных сечений $f_v/f_{вп} \geq 0,8$ примерно одинаково и зависит, главным образом, от отношения площадей f_v и $f_{вп}$ проходных сечений клапанов к площади поршня $f_{п}$ и от средней скорости поршня C_m (таблица 4.4).

Трудности определения площадей проходных сечений клапанов в процессе продувки имеют место при перемещениях к моментам закрытия выпускного, а открытия – впускного клапанов. Выбор опережения открытия и запаздывания закрытия клапанов оказывает влияние на наполнение цилиндра свежим зарядом, качество очистки цилиндра, работу, затрачиваемую на газообмен, условия работы турбокомпрессора, эффективность использования энергии отработавших газов.

Таблица 4.4

Зависимость среднего давления гидравлических потерь во впускных клапанах от средней скорости поршня C_m и отношения $f_{вп}/f_{п}$ для отношения площадей проходных сечений клапанов $f_v/f_{вп} \geq 0,8$

Средняя скорость поршня C_m , м/с	Отношение площадей, $f_{вп}/f_{п}$	
	0,13...0,16	0,16...0,22
	Среднее давление гидравлических потерь $\Delta P_{гп}$, Па	
7...11	$(0,15...0,30) \cdot 10^5$	$(0,10...0,20) \cdot 10^5$
11...15	$(0,30...0,50) \cdot 10^5$	$(0,20...0,40) \cdot 10^5$

Здесь площадь проходного сечения выпускных клапанов обозначена f_v , а впускных клапанов – $f_{вп}$. Температуры газовой смеси на впуске и отработавших газов на выпуске из цилиндра оказывают меньшее влияние.

В оценочных расчетах гидравлических потерь давления газовой смеси и отработавших газов при течении через клапаны средняя скорость поршня C_m принималась равной 8 м/с.

Опережение открытия впускного клапана $\varphi_{овп}$ улучшает наполнение цилиндра свежим зарядом. Запаздывание закрытия впускного клапана $\varphi_{звп}$ использует энергию инерции движения свежего заряда для дополнительного повышения эффективности наполнения цилиндра.

Опережение открытия выпускного клапана $\varphi_{ов}$ до НМТ улучшает очистку цилиндра и уменьшает энергию выталкивания продуктов сгорания поршнем. Запаздывание закрытия выпускного клапана $\varphi_{зв}$ после ВМТ обеспечивает дополнительное удаление части остаточных газов, настройку характера импульсов давления в выпускной подсистеме. На рисунке 4.5 приведена круговая диаграмма фаз газораспределения двигателя.

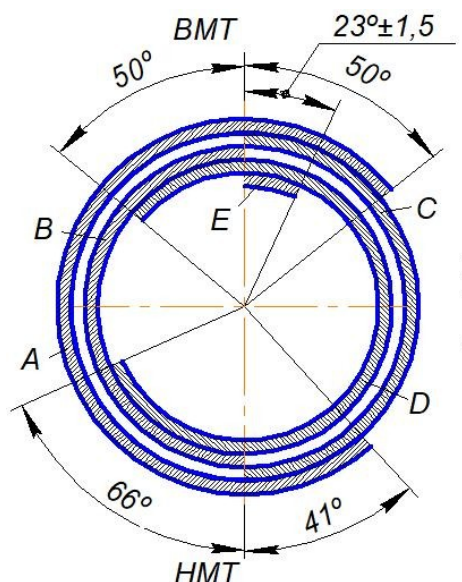


Рисунок 4.5 – Круговая диаграмма фаз газораспределения,
характерная для исследуемого двигателя

А – процесс впуска (продолжительность $50^0 + 180^0 + 41^0 = 271^0$ ПКВ);

С – процесс сжатия (продолжительность 180^0 ПКВ);

Е + В – процессы подачи, смесеобразования, задержки воспламенения, сгорания топлива и процесс продувки (продолжительность 50^0 до ВМТ + 50^0 после ВМТ = 100^0 ПКВ);

Д – процесс выпуска (продолжительность $66^0 + 180^0 + 50^0 = 296^0$ ПКВ);

$\varphi_{овп} = 50^0$ до ВМТ – опережение открытия и $\varphi_{звп} = 41^0$ после НМТ – запаздывание закрытия впускного клапана;

$\varphi_{\text{ов}} = 66^\circ$ до НМТ – опережение открытия и $\varphi_{\text{зв}} = 50^\circ$ после ВМТ – запаздывание закрытия выпускного клапана

На рисунке 4.6 приведена зависимость перемещения впускного и выпускного клапана от угла ПКВ вблизи ВМТ.

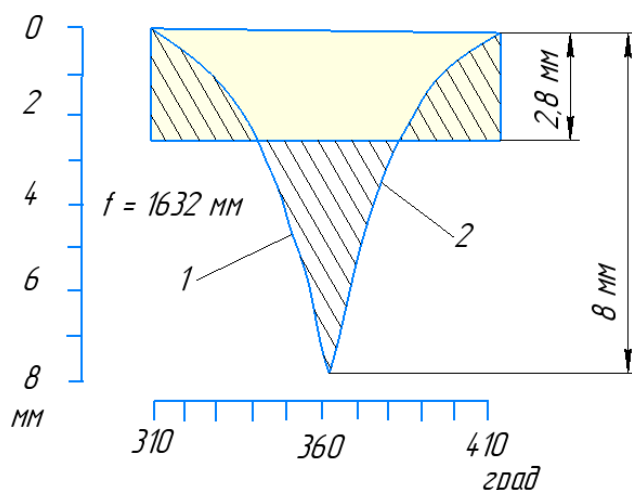


Рисунок 4.6 – Зависимость перемещения впускного и выпускного клапана от угла ПКВ в районе ВМТ

Максимальная величина перемещения клапанов составляет примерно 8 мм. По аналогии с понятием «среднее эффективное давление в цилиндре», которое условно введено как постоянная величина на протяжении процесса расширения газов, введена условная величина «эффективное перемещение клапанов на протяжении процесса продувки». Такой подход позволяет выполнять расчет расхода рабочего тела как квазистационарный в течение всего процесса продувки. Для рассматриваемого двигателя эффективное перемещение клапанов на протяжении всего процесса продувки составляет 2,8 мм.

Рассмотрим расчетную оценку расхода газовой смеси при продувке цилиндра с использованием закономерностей газовой динамики. С учетом рекомендаций работы расход газовой смеси в клапанной щели при продувке цилиндра можно определить по зависимости:

$$G = F_{\text{кл}} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}}, \quad (4.2)$$

где G – расход газовой смеси, кг/с;

μ – коэффициент расхода,

$F_{кл}$ – площадь проходного сечения впускного клапана, $м^2$;

Δp – гидравлические потери давления на клапане, Па;

ρ – плотность газовой смеси при принятой температуре, $кг/м^3$.

Плотность газовой смеси определится:

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T}, \quad (4.3)$$

где p – давление, Па;

R – газовая постоянная газовой смеси, равная $294,2 \text{ Дж}/(кг \cdot K)$;

T – температура, К.

При расчетном анализе приняты следующие параметры газовой смеси на входе: $T = 332,5 \text{ К}$ при $p = 156000 \text{ Па}$, гидравлические потери давления на клапане $\Delta p = 20000 \text{ Па}$ (в соответствии с таблицей 4.4).

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} = \frac{156000}{294,2 \cdot 332,5} = 1,595 \text{ кг/м}^3.$$

Расход газовой смеси при продувке цилиндра по уравнению (4.2) составит:

$$G = F_{кл} \cdot \mu \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta P}{\rho}} = 0,000897 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 20000}{1,595}} = 0,13 \text{ кг/с}.$$

В рассматриваемом двигателе два впускных и два выпускных клапана и поэтому расход необходимо увеличить в два раза и составит $2G = 0,26 \text{ кг/с}$.

При анализе учтено, что процесс продувки цилиндра, когда открыты впускные и выпускные клапаны, происходит за период поворота коленчатого вала продолжительностью 1000 ПКВ (рисунок 4.5). У четырехтактного двигателя один процесс продувки осуществляется в течение одного рабочего цикла, и доля процесса продувки в общей продолжительности рабочего цикла двигателя составляет $= 1000/7200 = 0,139$.

Частота вращения коленчатого вала исследуемого двигателя составляет $n = 12,5 \text{ с}^{-1}$. Расход газовой смеси, включая расход запального дизельного топлива, составляет $G = 1,7 \text{ кг/с}$. Расчетный расход через один впускной клапан равен $G_{кл} = 0,13 \text{ кг/с}$, а через два клапана – $2G_{кл} = 0,26 \text{ кг/с}$. С учетом относительной продолжительности продувки $\bar{\tau} = 0,139$ средний продувочный расход равен $G_{пр} = 2G_{кл} \cdot \bar{\tau} = 0,26 \cdot 0,139 = 0,036 \text{ кг/с}$, или $0,036/1,7 \cdot 100 \% = 2,1 \%$

суммарного расхода газозвоздушной смеси.

Выполним расчетную оценку расхода газозвоздушной смеси при продувке цилиндра *по газодинамическим параметрам* с приведенными выше исходными данными предыдущего раздела. С использованием таблиц газодинамических функций по безразмерному перепаду давления $\pi(\lambda)$ на клапане:

$$\pi(\lambda) = P_{\text{вых}}/P_{\text{вх}} = 1,36/1,56 = 0,87$$

определим безразмерную плотность тока $q(\lambda) = 0,69$.

Безразмерная плотность тока $q(\lambda)$ запишется:

$$q(\lambda) = \frac{G\sqrt{T}}{p \cdot F_{\text{кл}} \cdot 0,396} \quad (4.4)$$

Расход газозвоздушной смеси при продувке составляет согласно уравнения (4.4):

$$G = \frac{q(\lambda) \cdot p \cdot F_{\text{кл}} \cdot 0,396}{\sqrt{T}} = \frac{0,69 \cdot 156000 \cdot 0,000897 \cdot 0,396}{\sqrt{332,5}} = 0,22 \text{ кг/с}$$

По расчету с использованием газодинамических функций расход через два клапана составляет $2G_{\text{кл}} = 0,44$ кг/с. С учетом относительной продолжительности продувки средний расход равен $G_{\text{пр}} = 0,44 \cdot 0,139 = 0,061$ кг/с, или $0,061/1,7 \cdot 100 \% = 3,6 \%$ суммарного расхода газозвоздушной смеси.

Возможные особенности и последствия попадания части аммиака в выпускную подсистему при продувке цилиндра проанализируем для тепловозных двигателей при подаче аммиака во впускной коллектор. В качестве особенностей следует отметить: во-первых, требуются относительно небольшие ресурсы для адаптации двигателей в рамках конверсии на работу с замещением части дизельного топлива альтернативным компонентом; во-вторых, аммиак не воспламеняется при температурах, которые имеют место при сжатии рабочего тела в цилиндре, и воспламеняется только от запальной дозы дизельного топлива.

Расчетные оценки расхода газозвоздушной смеси при продувке цилиндра на номинальном режиме составляют 0,036 и 0,061 кг/с. Их среднее значение равно

0,0485 кг/с, или $0,0485/1,7 \cdot 100 \% = 2,9 \%$ суммарного расхода газовойоздушной смеси двигателем.

С экологической точки зрения оптимальная доля аммиака для замещения дизельного топлива составляет 40...60 %. На номинальном режиме работы двигателя расход газовойоздушной смеси $G_B = 1,7$ кг/с, коэффициент избытка воздуха $\alpha = 2,28$, расход дизельного топлива составит $G_D = 0,0257$ кг/с, а расход аммиака - $G_{AM} = 0,0596$ кг/с.

Основными нормируемыми токсичными компонентами отработавших газов (ОГ) двигателей являются оксиды углерода, азота и непредельные углеводороды. Среди перечисленных загрязняющих веществ особую опасность для атмосферы представляют оксиды азота, главным образом монооксид азота NO и диоксид NO₂ (сумму которых обозначают NO_x), содержащиеся в отработавших газах в количестве 0,02...0,05 % по объему или 0,04...1,02 г/м³ по массе. По действию на организм человека оксиды азота более опасны, чем оксид углерода. Значения норм и некоторые фактические значения выбросов оксидов азота двигателем маневрового тепловоза приведены в таблице 4.5

Таблица 4.5

Нормы и фактические значения выбросов оксидов азота, кг/с

Режим	$0,02N_e$	$0,25N_e$	$0,5N_e$	$0,75N_e$	N_e
NO _x - норма	—	0,00172	0,00431	0,00572	0,00864
NO _x - фактич.	0,000031	0,00130	0,00431	0,00753	0,01156

Наблюдается высокий уровень фактических значений, а в некоторых случаях и превышение норм выбросов оксидов азота тепловозными двигателями. В настоящее время в локомотивных депо железнодорожной сети активно проводятся работы по организации и оснащению пунктов экологического контроля, предназначенные для экспериментальной оценки воздействия тепловозов на окружающую среду.

Анализ параметров процесса нейтрализации оксидов азота парами аммиака при продувке цилиндров свидетельствует о следующем:

- согласно стехиометрии реакции селективного восстановления для нейтрализации 1 кг монооксида азота NO необходимо приблизительно 0,567 кг паров аммиака;
- анализируя номинальный режим работы двигателя, принимаем общий расход топливовоздушной смеси $G_B = 1,7$ кг/с;
- учитывая коэффициент избытка воздуха, при замещении 50 % дизельного топлива его расход составит $G_D = 0,0257$ кг/с;
- в связи с тем, что низшая теплота сгорания аммиака равна $Hu = 18,6$ МДж/кг, а дизельного топлива $Hu = 42,5$ МДж/кг, расход аммиака увеличен пропорционально соотношению значений низшей теплоты сгорания и равен $G_{AM} = 0,0596$ кг/с;
- фактический массовый расход оксидов азота на номинальном режиме (таблица 4.5) составляет 0,01156 кг/с;
- за время продувки из впускного клапана в цилиндр и далее в выпускной коллектор поступает в среднем 2,9 % газовой смеси, следовательно, в выпускную подсистему поступает $0,029 \cdot 0,0596 = 0,00173$ кг/с аммиака;
- в выпускную подсистему поступает 0,01156 кг/с оксидов азота с отработавшими газами и во время продувки 0,00173 кг/с аммиака. Отношение расходов аммиака и оксидов азота составляет $0,00173/0,01156 \cdot 100 \% = 15,0 \%$;
- учитывая, что для нейтрализации 1 кг монооксида азота NO необходимо приблизительно 0,567 кг аммиака, требуемое массовое отношение составляет 56,7 %, что значительно больше фактического отношения при продувке цилиндров – 15,0 %.

4.3. Выводы по четвертой главе

1. Разработана программа и методика проведения экспериментальных исследований, позволяющая оценивать влияние добавки аммиака во впускной коллектор на эффективность и экологическую безопасность двигателя тепловоза.
2. Для исключения попадания паров аммиака при продувке цилиндра в выпускную систему и далее в атмосферу на номинальном режиме работы

двигателя необходимо ограничить подачу аммиака до 15–17 % общей цикловой подачи. Средний расчетный расход газовой смеси при продувке цилиндра составляет 0,0485 кг/с, или 2,9 % суммарного расхода газовой смеси двигателем на номинальном режиме; эффективное перемещение клапанов газораспределения на протяжении периода продувки составляет 2,8 мм.

5. РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ПОДАЧЕ АММИАКА ВО ВПУСКНОЙ КОЛЛЕКТОР ПО НАГРУЗОЧНЫМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ.

Сопоставляются полученные экспериментальные результаты с результатами теоретического расчета геометрических параметров распыливающего устройства.

Регулировочные характеристики определяются как изменение параметров распыливающего устройства от суммарного проходного сечения отверстий f (таблица 5.1).

Таблица 5.1

Показатели и параметры двигателя 1-ПД4Д (6ЧН31,8/33) при различных режимах работы на дизельном и смесевом (50%ДТ+NH₃) топливах

Режим работы двигат еля	n, мин ⁻¹	N _е , кВт	G _{тсм} , кг/с	G _в , кг/с	G _{тдт} , кг/ч	G _{тдт} , кг/с	α _{дт}	α _{см}	50 % массовый расход ДТ		Массовый расход NH ₃	
									кг/ч	кг/с	кг/ч	кг/с
Суммарная площадь проходных сечений распыливающих отверстий f= 0,95 мм²												
100% N _{е ном}	750	882	0,0853	1,7	185,1	0,05142	2,3	2,34	92,6	0,02571	214,6	0,0596
75% N _{е ном}	570	556	0,0544	1,07	118,1	0,03280	2,27	2,31	59,0	0,01638	137	0,0380
Суммарная площадь проходных сечений распыливающих отверстий f= 0,3 мм²												
50% N _{е ном}	400	268	0,0282	0,63	61,0	0,01693	2,59	2,628	30,5	0,00847	71	0,0196
25% N _{е ном}	300	114	0,0128	0,42	28,0	0,00776	3,73	3,86	14,0	0,00388	32	0,0090

Как следует из данных таблиц 5.1 и 5.1,а, для сохранения номинальной мощности двигателя, массовый расход аммиака должен превышать расход ДТ в 2,32 раза. Этим объясняется более высокий расход смесового топлива в двухтопливном варианте двигателя. Несмотря на рост удельного эффективного

расхода смесового топлива (рисунок 5.1), применение аммиака экономически целесообразно, поскольку его стоимость в 4-5 раз ниже стоимости дизельного топлива, что компенсирует увеличенный объём потребления в эксплуатации. При этом удельный расход ДТ в составе смесового топлива существенно снижается.

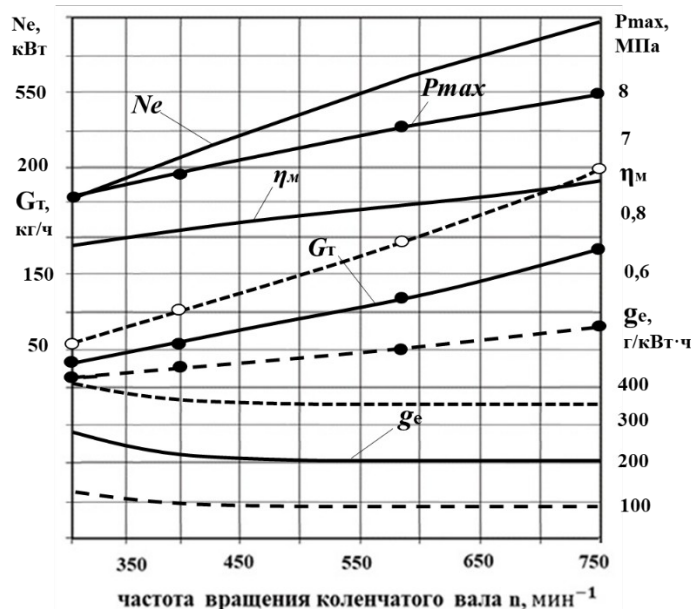


Рис. 5.1. Изменение удельного эффективного расхода топлива (g_e) дизеля 6ЧН31,8/33 в зависимости от частоты вращения коленчатого вала при замещении ДТ аммиаком и двух значениях площадей проходных сечений отверстий распыливающего устройства

..... - смесовое топливо
 — - дизельное топливо
 ---- - дизельное топливо в смесовом топливе

Таблица 5.1, а

Показатели рабочего цикла двигателя 1-ПД4Д тепловоза ТЭМ18ДМ на различных режимах работы на дизельном и смесовом (50%ДТ+NH₃) топливах

Показатели рабочего цикла и двигателя	Режим работы двигателя, % от номинальной мощности ($N_{\text{с ном}}$)							
	25		50		75		100	
	Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹							
	300		400		570		750	
	Вид топлива (дизельное ДТ, смесевое СТ)							
	ДТ	СТ	ДТ	СТ	ДТ	СТ	ДТ	СТ
Индикаторные показатели рабочего цикла								
Среднее индикаторное давление p_i , МПа	0,422	0,44	0,665	0,677	0,892	0,901	1,095	1,101
Индикаторная мощность, N_i , кВт	165,2	167,6	348	398,4 5	687,27	696,3	1067,8	1073,76
Индикаторный КПД двигателя η_i	0,53	0,43	0,48	0,46	0,49	0,42	0,47	0,41
Удельный индикаторный расход ДТ g_i , г/кВт·ч	157,39	83,5	175,28	76,5	173,44	84,7	178,5	86,2
Удельный индикаторный расход NH_3 , $g_{i\alpha}$, г/кВт·ч	-	190,9	-	178,1 6	-	196,7	-	198,8
Удельный индикаторный расход СТ $g_{i\text{см}}$, г/кВт·ч	-	274,4	-	254,7	-	281,48	-	286,05
Эффективные показатели двигателя								
Среднее эффективное давление p_e , МПа	0,292	0,31	0,515	0,527	0,722	0,731	0,905	0,911
Среднее давление механических потерь p_m , МПа	0,13		0,15		0,17		0,19	
Механический КПД двигателя η_m	0,69	0,704	0,77	0,778	0,809	0,81	0,826	0,827

Эффективный КПД двигателя η_e	0,37	0,303	0,372	0,36	0,395	0,339	0,39	0,34
Удельный эффективный расход дизельного топлива g_e , г/кВт·ч	228,1	118,6	227,6	98,3	214,4	104,6	216,1	104,38
Удельный эффективный расход NH_3 g_{ea} , г/кВт·ч	-	271	-	229	-	242,9	-	134,9
Удельный эффективный расход смесового топлива $g_{есм}$, г/кВт·ч	-	389,8	-	327,4	-	347,5	-	345,9
Эффективная мощность N_e , кВт	114	118	268	310	556	564	882	888
Расход ДТ G_T , кг/ч	26,0	14,0	61	30,5	119,2	59,0	190,6	92,6
Расход NH_3 G_a , кг/ч	-	32	-	71	-	137	-	214,6
Расход смесового топлива, кг/ч	-	46,0	-	101,5	-	196	-	307,2

Результаты экологических характеристик двигателя маневрового тепловоза с подачей аммиака во впускной коллектор представлены на рисунках 5.2 – 5.4.

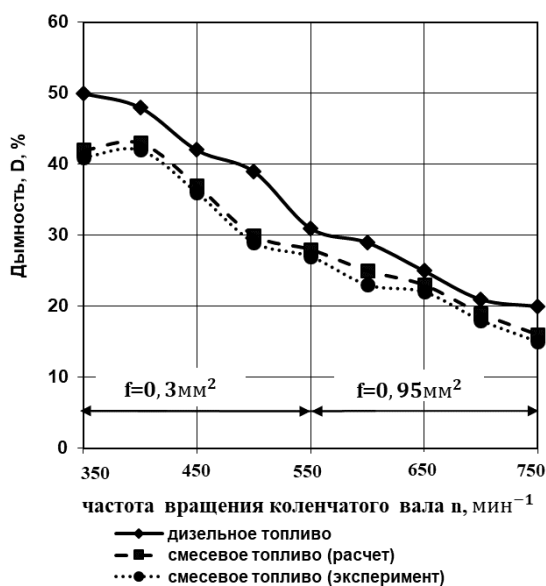


Рисунок 5.2 – Изменение степени дымности D от режима работы двигателя при замещении ДТ аммиаком и двух значениях площадей проходных сечений отверстий распыливающего устройства

Значения концентраций оксидов углерода CO при расходе аммиака 0,009 и 0,0596 кг/с приведены на рисунке 5.3.

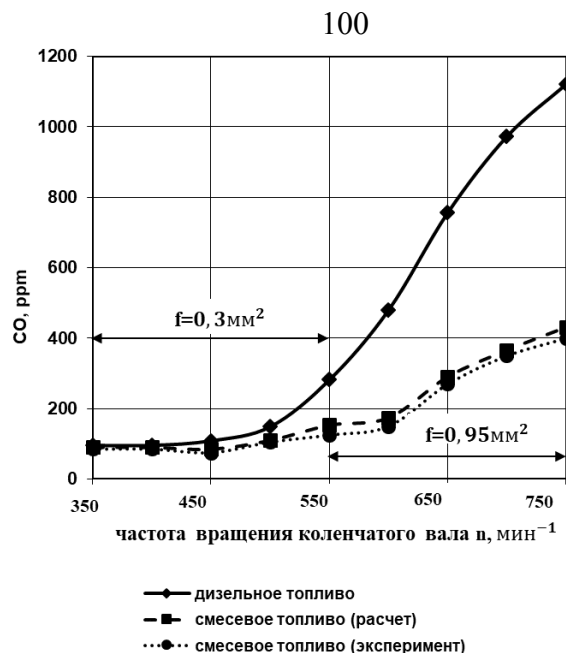


Рисунок 5.3 – Изменение концентраций CO от режима работы двигателя при замещении ДТ аммиаком для двух значений площадей проходных сечений отверстий распыливающего устройства

Как следует из рисунка 5.3 при увеличении расхода аммиака до 0,0596 кг/с наблюдается значительное снижение концентраций CO в отработавших газах. Здесь необходимо исследовать влияние добавок аммиака к дизельному топливу на кинетику процессов воспламенения и горения топливовоздушной смеси. При подаче аммиака концентрации оксида углерода CO в диапазоне от холостого хода до нагрузки 50 % N_e ном изменяются незначительно, а в диапазоне нагрузок 50–100 % N_e ном снижаются на 30–40 %.

Концентрации NOx при проведении экспериментальных исследований двигателя маневрового тепловоза по оценке влияния подачи аммиака во впускной коллектор приведены на рисунке 5.4.

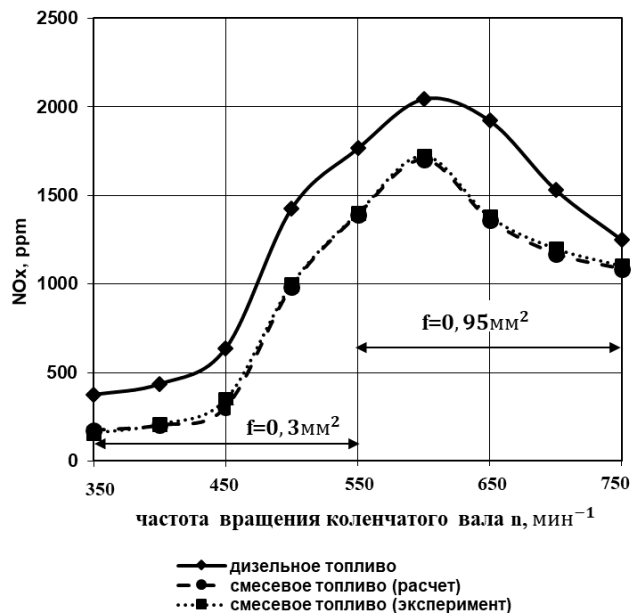


Рисунок 5.4 – Изменение концентрации оксидов азота NO_x от режима работы двигателя при замещении ДТ аммиаком для двух значений площади проходных сечений отверстий распыливающего устройства

Как видно из рисунка 5.4, концентрации оксидов азота NO_x на режиме до 50% Ненорм снижаются на 10-20%, а на режиме 50-100% Ненорм на 30-50% в зависимости от расхода аммиака. Причиной снижения концентраций NO_x является снижение температуры сгорания топливовоздушной смеси.

Таким образом, на основании проведенных исследований можно сделать вывод о положительной оценке экологической эффективности тепловозов при использовании аммиака в качестве добавки во впускной коллектор в рабочем цикле тепловозного двигателя. Подача аммиака во впускной коллектор двигателя тепловоза в количестве 50 % позволяет снизить в 1,5 -2 раза концентрации вредных выбросов в отработавших газах в зависимости от режима работы двигателя тепловоза.

5.1. Выводы по пятой главе

1. Экспериментальные исследования системы подачи аммиака во впускной коллектор двигателя 6ЧН31,8/33 показали, что при замещении 50 % дизельного

топлива аммиаком достигается снижение вредных выбросов с отработавшими газами: дымности – до 16 %, оксида углерода CO – до 40 %, оксидов азота NOx – до 50 %. При этом на режимах до 50 % номинальной мощности концентрации NOx снижаются на 10–20 %, а на режимах 50–100 % номинальной мощности – на 30–50 % в зависимости от расхода аммиака. Снижение NOx обусловлено уменьшением температуры сгорания топливовоздушной смеси.

2. При увеличении расхода аммиака до 0,0596 кг/с наблюдается максимальный эффект уменьшения дымности. При сохранении 50 % замещения дизельного топлива на режимах 25–50 % номинальной мощности применяется распыливающее устройство с суммарным проходным сечением отверстий $f = 0,3$ мм² и расходом аммиака $G_a = 0,009–0,0196$ кг/с; на режимах 62,5–100 % номинальной мощности требуется $f = 0,95$ мм² и расход G_a до 0,0596 кг/с.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате выполненного диссертационного исследования установлено:

1. Аммиак целесообразно использовать в двухтопливном режиме, при котором доля замещения дизельного топлива аммиаком в жидком виде по массе составляет 40–50 %. Учитывая медленное сгорание аммиака, он в большей степени подходит в качестве компонента моторного топлива для средне- и малооборотных тепловозных двигателей. Перспективным способом смесеобразования является подача аммиака во впускной коллектор после компрессора.

2. Адаптирована математическая модель рабочего цикла двигателя маневрового тепловоза при использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива с учетом массового расхода аммиака и теплоты его сгорания в смесевом топливе. Установлено, что для сохранения эффективных показателей рабочего цикла расход аммиака по сравнению с расходом дизельного топлива должен быть увеличен в 2,32 раза.

3. Определены параметры подачи аммиака во впускной коллектор двигателя 6ЧН31,8/33: при 25–50 % номинальной мощности для замещения 50 % дизельного топлива применяется распыливающее устройство с двумя отверстиями диаметром 0,44 мм (суммарная площадь $f = 0,3 \text{ мм}^2$); при изменении давления подачи от 0,93 до 4,41 МПа расход аммиака возрастает от 0,009 до 0,0196 кг/с. При 62,5–100 % номинальной мощности применяется устройство с суммарной площадью отверстий $f = 0,95 \text{ мм}^2$; при изменении давления от 0,93 до 4,22 МПа расход аммиака достигает 0,0596 кг/с.

4. Средний расчетный расход газовойоздушной смеси при продувке цилиндра с подачей аммиака во впускной тракт составляет 0,0485 кг/с, или 2,9 % суммарного расхода газовойоздушной смеси двигателем на номинальном режиме. Для исключения попадания паров аммиака в выпускную систему и далее в атмосферу на номинальном режиме подачу аммиака необходимо ограничивать до 15–17 % общей цикловой подачи.

5. При увеличении относительной доли аммиака свыше 50 % при постоянном среднем индикаторном давлении наблюдается рост удельного индикаторного расхода топлива и снижение индикаторного КПД рабочего цикла.

6. Разработаны и экспериментально исследованы способ и устройство подачи и смешения аммиака с воздухом на впуске в цилиндры двигателя тепловоза, обеспечивающие замещение 50 % дизельного топлива аммиаком на режимах 25-50 % номинальной мощности при $f = 0,3 \text{ мм}^2$ и $G_a = 0,009-0,0196 \text{ кг/с}$, а на режимах 62,5-100 % номинальной мощности при $f = 0,95 \text{ мм}^2$ и G_a до 0,0596 кг/с.

7. Экспериментальные исследования показали увеличение удельного эффективного расхода смесового топлива на 24–62 % по сравнению с удельным эффективным расходом дизельного топлива. При этом удельный эффективный расход дизельного топлива в составе смесового топлива снижается на 48,6–51,9 % в зависимости от режима работы двигателя. Экологические показатели улучшаются за счет снижения дымности до 16 %, CO до 40 % и NOx до 50 %.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ANSYS Fluent	программный комплекс вычислительной гидрогазодинамики
ВАК	Высшая аттестационная комиссия
ВМТ	верхняя мертвая точка
ДВС	двигатель внутреннего сгорания
ДТ	дизельное топливо
КПД	коэффициент полезного действия
НМТ	нижняя мертвая точка
ОГ	отработавшие газы
ПКВ	поворот коленчатого вала
РЖД	Российские железные дороги
ТК	турбокомпрессор
СО	оксид углерода
CO ₂	диоксид углерода
H ₂	водород
H ₂ O	вода
NH ₃	аммиак
NO _x	оксиды азота
O ₂	кислород

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Александров А.А., Архаров И.А., Марков В.А. [и др.]. Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания. – Москва : ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2012. – 791 с.
2. Прогноз развития энергетики мира и России до 2040 года / Аналитический центр при Правительстве РФ, ИНЭИ РАН. – 2013. – 107 с.
3. Гайворонский А.И., Гордин В.М., Марков В.А. Проблемы и перспективы использования безуглеродных и низкоуглеродных моторных топлив в условиях различных сценариев перехода к углеродно-нейтральной энергетике // Двигателестроение. – 2022. – № 2. – С. 4–28.
4. Петухов, С.А. Ресурсосбережение и энергоэффективность тепловозных двигателей: монография / С.А. Петухов, В.Е. Лазарев, В.В. Асабин, Л.С. Курманова, А.Ю. Балакин, П.В. Летягин. – Самара : Самарский государственный университет путей сообщения, 2020. – 138 с.
5. Плахов, С. В. Аммиак как альтернативное газомоторное топливо / С.В. Плахов // Автомобильная промышленность. – 2025. – № 8. – С. 27-31.
6. Гордин, М.В. Влияние добавок водорода на параметры двигателя, работающего на аммиаке / М.В. Гордин, В.А. Марков, М.И. Шленов, Ч. Юй, Ц. Чжао, Д. Хан // Двигателестроение. – 2025. – № 1(299). – С. 72-102.
7. Галышев, Ю.В. Результаты численного моделирования рабочего процесса автотракторного газодизеля, работающего на аммиаке и диметиловом эфире / Ю. В. Галышев, С. Ло, О.В. Абызов, А.Б. Зайцев, А.К. Иванов // АгроЭкоИнженерия. – 2025. – № 3(124). – С. 71-82.
8. Росляков, А.Д. Проектирование системы подачи аммиака во впускную систему тепловозного дизельного двигателя / А.Д. Росляков, Л.С. Курманова, С.А. Петухов, М.Ю. Карпенко, С.В. Плахов, А.Б. Пешков // Транспорт на альтернативном топливе. – 2024. – № 5(101). – С. 39-51.
9. Росляков, А.Д. Денитрификация и декарбонизация отработавших газов двигателей тепловозов / А.Д. Росляков, Е.А. Лазарев, Л.С. Курманова, С.А.

Петухов, Т.В. Волчек, В.С. Томилов // Экология и промышленность России. – 2025. – Т. 29, № 5. – С. 4-11.

10. Лазарев, Е.А. Особенности использования аммиака в качестве компонента моторного топлива в двигателях / Е. А. Лазарев, А. Д. Росляков, Л. С. Курманова, С.А. Петухов, В.Е. Лазарев, С.В. Плахов // Двигателестроение. – 2024. – № 4(298). – С. 83-100.

11. Энергетическая стратегия холдинга «Российские железные дороги» на период до 2015 года и на перспективу до 2030 года, утвержденная распоряжением ОАО «РЖД» от 15.12.2011 г. №2718р.

12. Стратегия научно-технологического развития холдинга «РЖД» на период до 2025 года и на перспективу до 2030 года («Белая книга»), утвержденная распоряжением ОАО «РЖД» от 17.04.2018 г. №769/р.

13. Лазарев, Е.А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей: монография / Е.А. Лазарев // Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010.– 289 с.

14. Росляков А.Д., Ключков Ю.С., Курманова Л.С., Петухов С.А., Карпенко М.Ю., Миронов Е.С. Способ подачи и смешения аммиака с воздухом перед подачей в цилиндры дизельного двигателя и устройство для его осуществления : патент RU 2811851 С1. – Оpubл. 18.01.2024. – Бюл. № 2.

15. Росляков А.Д., Лазарев Е.А., Курманова Л.С., Петухов С.А., Карпенко М.Ю., Пешков А.Б. Способ подачи аммиака во впускную систему дизельного двигателя : патент RU 2830609 С1. – Оpubл. 22.11.2024. – Бюл. № 33.

16. Росляков А.Д., Ключков Ю.С., Фурман В.В., Курманова Л.С., Петухов С.А., Карпенко М.Ю., Пешков А.Б. Способ измерения расхода топлива в дизельных двигателях внутреннего сгорания и устройство для его осуществления : патент RU 2821292 С1. – Оpubл. 19.06.2024. – Бюл. № 17.

17. Петухов С.А., Курманова Л.С., Карпенко М.Ю. Устройство для регистрации режимов работы локомотива : патент на полезную модель RU 215477. – Оpubл. 14.12.2022. – Бюл. № 35.

18. Марков В.А., Козлов С.И. Топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей. – Москва : Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. – 296 с.
19. Са, Б. Расчетное исследование параметров двухтопливного дизельного двигателя, работающего на аммиаке / Б. Са, И. Лю, В.А. Марков, В.В. Фурман, С.В. Плахов // Двигателестроение. – 2024. – № 1(295). – С. 53-74.
20. Абызов, О.В. Моделирование индикаторного процесса автомобильного газового двигателя при его работе на аммиаке / О.В. Абызов, Ю.В. Галышев, А.К. Иванов, А.А. Метелев // Двигателестроение. – 2023. – № 1(291). – С. 64-69.
21. Кулешов, А.С. Расчетные исследования параметров рабочего процесса дизельного двигателя с добавками аммиака во впускную систему / А.С. Кулешов, А.А. Кулешов, В.А. Марков, В.В. Фурман, С.В. Плахов // Двигателестроение. – 2023. – № 3(293). – С. 71-93.
22. Карпенко, М.Ю. Способы использования аммиака для повышения эффективности работы автономных локомотивов / М.Ю. Карпенко, С.А. Петухов, А.Д. Росляков, Л.С. Курманова, Е.С. Миронов // Транспортная наука и инновации : Материалы международной научно-практической конференции, Самара, 01–02 июня 2023 года. – Самара: Самарский государственный университет путей сообщения, 2023. – С. 27-30.
23. Карпенко, М.Ю. К вопросу об использовании аммиака в качестве добавки к дизельному топливу на автономных локомотивах / М.Ю. Карпенко, С.А. Петухов, Л.С. Курманова, А.Д. Росляков, Е.С. Миронов // Труды Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2022. – № 4(61). – С. 45-50.
24. Петухов, С.А. Анализ систем электронного управления топливоподачей тепловозных двигателей / С.А. Петухов, Л.С. Курманова, А. Д. Росляков, М.Ю. Карпенко, К.А. Павлов // Наука и образование транспорту. – 2022. – № 1. – С. 96-100.
25. Карпенко, М.Ю. К вопросу применения системы питания дизеля тепловоза, использующего смесевое топливо / М. Ю. Карпенко, С. А. Петухов, Л.

- С. Курманова, А. Д. Росляков // Наука и образование транспорту. – 2022. – № 1. – С. 55-57.
26. Петухов, С.А. Совершенствование автоматизированных систем регистрации параметров работы автономных локомотивов / С. А. Петухов, А. Д. Росляков, Л. С. Курманова, М. Ю. Карпенко // Известия Транссиба. – 2022. – № 1(49). – С. 11-22.
27. Карпенко, М. Ю. Оценка параметров подачи водорода, полученного путем диссоциации доли аммиака в систему газозоудшного тракта автономного локомотива / М. Ю. Карпенко // Транспортное дело России. – 2025. – № 8. – С. 136-139.
28. Карпенко, М.Ю. Организация рабочих процессов дизелей тепловозов, использующих безуглеродное топливо / М.Ю. Карпенко, Е.С. Миронов, А.Д. Росляков, Л.С. Курманова, С.А. Петухов // Наука и образование транспорту. – 2023. – № 1. – С. 39-42.
29. Асабин, В.В. Расчет эффективных показателей среднеоборотного тепловозного дизеля, работающего по газодизельному циклу / В. В. Асабин, Л. С. Курманова, С. А. Петухов, М.Ю. Карпенко, Е.А. Лазарев, К.Б. Емельянычев // Вестник транспорта Поволжья. – 2021. – № 5(89). – С. 50-56.
30. Карпенко, М.Ю. К вопросу моделирования рабочего цикла тепловозного дизеля, работающего с добавкой безуглеродного топлива / М.Ю. Карпенко, Е.С. Миронов, А.Д. Росляков, Л.С. Курманова, С.А. Петухов // Наука и образование транспорту. – 2023. – № 1. – С. 36-39.
31. Росляков, А.Д. Моделирование индикаторного процесса среднеоборотного тепловозного дизеля при его работе с добавкой аммиака / А. Д. Росляков, Л. С. Курманова, С. А. Петухов, М. Ю. Карпенко // Известия Транссиба. – 2023. – № 3(55). – С. 13-24.
32. Лазарев, Е.А. Оценка параметров процесса сгорания в цилиндре силовой установки тепловоза, работающей по газодизельному циклу / Е.А. Лазарев, А.Д. Росляков, Л.С. Курманова, С.А. Петухов, В.В. Кокарева, М.Ю. Карпенко, Е.С. Миронов // Вестник транспорта Поволжья. – 2023. – № 2(98). – С. 95-103.

33. Петухов, С.А. Система подачи и смешения с воздухом аммиака в цилиндры тепловозных дизелей / С.А. Петухов, Л.С. Курманова, А.Д. Росляков, М.Ю. Карпенко, Е.С. Миронов // Инновационное развитие транспортного и строительного комплексов : Материалы международной научно-практической конференции, посвященной 70-летию БелИИЖТа – БелГУТа. В 2-х частях, Гомель, 16–17 ноября 2023 года. – Гомель: Белорусский государственный университет транспорта, 2023. – С. 67-68.

34. Карпенко, М.Ю. Физико-химические процессы при подаче аммиака в дизельный двигатель / М. Ю. Карпенко, Л. С. Курманова, С. А. Петухов, А. Д. Росляков // Современная техника и технологии в электроэнергетике и на транспорте: задачи, проблемы, решения : Сборник трудов VII Всероссийской (национальной) научно-практической конференции научных, научно-педагогических работников, аспирантов и студентов, Челябинск, 24 января 2023 года / Науч. редактор А.Н. Ткачёв. – Челябинск: Южно-Уральский государственный университет, 2023. – С. 62-71.

35. Курманова, Л.С. Повышение эффективности работы двигателей тепловозов путем применения смеси дизельного топлива и природного газа: Дис. канд. тех. наук: 05.04.02 / Курманова Лейла Салимовна – Челябинск, 2019. – 210 с.

36. Богославский А.Е. Водородное топливо. Перспективы применения на подвижном составе // Транспорт Российской Федерации. – 2019. – № 6. – С. 40–45.

37. Бабков Ю.В., Котяев Д.В., Прохор Д.И., Воронков А.Г., Журавлев С.Н. Особенности использования водорода на железнодорожном транспорте: выбор агрегатного состояния и способы экипировки локомотива водородом // Бюллетень результатов научных исследований. – 2021. – Вып. 2. – С. 107–118.

38. Пискунов И.В., Глаголева О.Ф., Голубева И.А. Альтернативные виды топлив для устойчивого развития транспортного сектора. Часть 2. Водородное топливо // Транспорт на альтернативном топливе. – 2021. – № 5. – С. 53–62.

39. Шуреков В.В., Самохина С.С., Мякиннов А.В. Применение водородного топлива в авиации как способ снижения техногенного воздействия на

окружающую среду // Транспорт на альтернативном топливе. – 2020. – № 1. – С. 54–60.

40. Золотых А.И., Гусев Д.Н., Епихин А.И., Нейжмак М.Р. Аммиак как альтернативный тип топлива // Эксплуатация морского транспорта. – 2022. – № 1. – С. 140–147.

41. Воробьев С.А., Никифоров О.А., Абызов И.Т. Применение аммиака в качестве моторного топлива для автомобилей, эксплуатируемых в условиях Арктического региона // Вестник гражданских инженеров. – 2022. – № 2. – С. 129–134.

42. Гриффитс С., Уратани Дж. Низкоуглеродное судовое аммиачное топливо // Глобальная энергия. – 2022. – Т. 28, № 4. – С. 31–45.

43. Кириченко С.А., Козлов С.Г. Аммиак – перспективное судовое топливо для низкоуглеродного судоходства // Вестник транспорта. – 2022. – № 2. – С. 22–31.

44. Климентьев А.Ю., Климентьев А.А. Аммиак – перспективное моторное топливо для безуглеродной экономики // Транспорт на альтернативном топливе. – 2017. – № 3. – С. 32–44.

45. Климентьев А.Ю., Климентьева А.А. Аммиак – перспективное моторное топливо для безуглеродной экономики // Транспорт на альтернативном топливе. – 2017. – № 4(58). – С. 17–28.

46. Ковалев Л.Г., Захаров С.В. Возможности использования аммиака – носителя водорода в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания // Вестник КрасГАУ. – 2007. – № 4. – С. 158–163.

47. Чалкин В.Н., Марченков А.П. Применение аммиака в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания // Дорожно-транспортный комплекс: состояние, проблемы и перспективы развития : сб. науч. тр. – Чебоксары : Волжский филиал МАДИ, 2016. – С. 310–315.

48. Галышев Ю.В., Магидович Л.Е. Перспективы применения газовых топлив в ДВС // Двигателестроение. – 2001. – № 3. – С. 31–35.

49. Нейжмак М.Р., Епихин А.И., Модина М.А. Использование аммиака в качестве топлива для судов с целью снижения выбросов диоксида углерода в атмосферу // Эксплуатация морского транспорта. – 2021. – № 4. – С. 131–137.

50. Захаров С.В. Получение водородсодержащего газа из аммиака и использование его в качестве топлива для ДВС // Омский научный вестник. – 2007. – № 2(56). – С. 158–161.

51. Абызов И.Т. Модель риформинга аммиака для генерации водорода в целях использования в качестве присадки к основному виду топлива в ДВС // Грузовик. – 2022. – № 7. – С. 18–21.

52. Machaj K., Kupecki J., Malecha Z.M. et al. Ammonia as a potential marine fuel: a review // Energy Strategy Reviews. – 2022. – Vol. 44. – Art. 100926. – P. 1–18.

53. Гайворонский А.И., Гордин М.В., Марков В.А., Карпец Ф.С. Технологии промышленного получения водорода и его использования в транспортных энергетических установках // Двигателестроение. – 2022. – № 1. – С. 3–20.

54. Кулешов А.С., Гордин В.М., Марков В.А., Барченко Ф.Б., Карпец Ф.С. Расчетное исследование рабочего процесса двухтопливного водородного двигателя // Двигателестроение. – 2022. – № 3. – С. 70–96.

55. Са Бовэнь, Гордин М.В., Марков В.А., Плахов С.В. Моделирование процессов топливоподачи, смесеобразования и сгорания двухтопливного водородного двигателя // Двигателестроение. – 2022. – № 4. – С. 65–81.

56. Кулешов А.С., Кулешов А.А., Гордин М.В., Марков В.А., Карпец Ф.С. Экологические показатели двухтопливного водородного двигателя // Транспорт на альтернативном топливе. – 2023. – № 3. – С. 34–48.

57. Кулешов А.С., Кулешов А.А., Гордин М.В., Марков В.А., Плахов С.В. Расчетные исследования рабочего процесса тепловозного дизельного двигателя с добавками водорода к жидкому нефтяному топливу // Двигателестроение. – 2023. – № 2. – С. 62–83.

58. Са Бовэнь, Лю Ин, Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Характеристики процесса сгорания и экологические показатели двухтопливного

дизельного двигателя, работающего на аммиаке // Двигателестроение. – 2023. – № 4. – С. 73–87.

59. Са Бовэнь, Лю Ин, Марков В.А., Фурман В.В., Плахов С.В. Моделирование рабочего процесса дизельного двигателя на аммиаке с запальной дозой биотоплива // Транспорт на альтернативном топливе. – 2024. – № 4. – С. 39–57.

60. Заев И.А., Смирнов С.В. Исследование возможностей использования смесевых топлив на основе аммиака и продуктов его разложения для двигателя внутреннего сгорания // Двигателестроение. – 2024. – № 4(298). – С. 55–68.

61. Akansu S.O., Dulger Z., Kahraman N. et al. Internal combustion engines fueled by natural gas–hydrogen mixtures // International Journal of Hydrogen Energy. – 2004. – Vol. 29. – P. 1527–1539.

62. Ezzat M.F., Dincer I. Development and assessment of a new hybrid vehicle with ammonia and hydrogen // Applied Energy. – 2018. – Vol. 219. – P. 226–239.

63. Judd R., Pinchbeck D. Hydrogen admixture to the natural gas grid // Compendium of Hydrogen Energy. – 2016. – P. 165–192.

64. Lee J.H., Park J.H., Kwon O.C. Properties of Laminar Premixed Hydrogen-Added Ammonia/Air Flames // 5th Annual Ammonia Fuel Conference, Minneapolis, MN, USA. – 2008. – 33 p.

65. Pochet M., Dias V., Moreau B. et al. Experimental and numerical study, under LTC conditions, of ammonia ignition delay with and without hydrogen addition // Proceedings of the Combustion Institute. – 2019. – Vol. 37, Iss. 1. – P. 621–629.

66. Shu B., Vallabhuni S.K., He X. et al. A shock tube and modeling study on the autoignition properties of ammonia at intermediate temperatures // Proceedings of the Combustion Institute. – 2019. – Vol. 37, Iss. 1. – P. 205–211.

67. Mathieu O., Petersen E.L. Experimental and modeling study on the high-temperature oxidation of ammonia and related NO_x chemistry // Combustion and Flame. – 2015. – Vol. 162, Iss. 3. – P. 554–570.

68. Dai L., Gersen S., Glarborg P. et al. Experimental and numerical analysis of the autoignition behavior of NH₃ and NH₃/H₂ mixtures at high pressure // *Combustion and Flame*. – 2020. – Vol. 215. – P. 134–144.
69. Lhuillier C., Brequigny P., Contino F. et al. Experimental study on ammonia/hydrogen/air combustion in spark ignition engine conditions // *Fuel*. – 2020. – Vol. 269. – Art. 117448. – P. 1–11.
70. Stagni A., Cavallotti C., Arunthanayothin S. et al. An Experimental, Theoretical and Kinetic-Modeling Study of the Gas-Phase Oxidation of Ammonia // *Reaction Chemistry & Engineering*. – 2020. – Vol. 5. – P. 696–711.
71. Müller-Casseres E., Edelenbosch O. Y., Szklo A., Schaeffer R., van Vuuren D. P. Global futures of trade impacting the challenge to decarbonize the international shipping sector // *Energy*. 2021. Vol. 237, 121547.
72. Serra P., Fancello G. Towards the IMO's GHG goals: A critical overview of the perspectives and challenges of the main options for decarbonizing international shipping // *Sustainability*. 2020. Vol. 12 (8). P. 3220-3220.
73. Галышев Ю.В., Ло Синьяо, Абызов О.В., Зайцев А.Б. Моделирование рабочего процесса газодизеля, работающего на аммиаке с добавкой водорода. // *Тракторы и сельхозмашины*. 2024. Т. 91. № 6. С. 748-759.
74. Абызов О.В., Галышев Ю.В., Метелев А.А. Исследование рабочего процесса газодизельного двигателя, работающего на аммиаке // *Турбины и двигатели*. 2023. № 4 (109). С. 58-64.
75. Фофанов Г.А., Григорович Д.Н., Нестрахов А.С. Альтернативные виды топлива на подвижном составе железнодорожного транспорта. – Москва : ИНТЕКСТ, 2008. – 144 с.
76. Асабин, В.В. Оценка энерго-экологической эффективности тепловозов при работе на дизельном топливе с добавкой водорода / В. В. Асабин, А. Ю. Балакин, Л. С. Курманова, С.А. Петухов, М.П. Ерзамаев, А.А. Мишкин, К.Б. Емельянычев, М.Ю. Карпенко // *Экология и промышленность России*. – 2022. – Т. 26, № 1. – С. 9-13.

77. Носырев, Д.Я. Повышение экологической безопасности тепловозных двигателей путем обогащения дизельного топлива водородом / Д. Я. Носырев, В. В. Асабин, А. А. Мишкин, Л.С. Курманова, С.А. Петухов, М.П. Ерзамаев, П.В. Летягин // Экология и промышленность России. – 2020. – Т. 24, № 5. – С. 51-57.

78. Григорович, Д.Н. Формирование предложений по использованию водородного топлива на железнодорожном транспорте с учетом анализа зарубежного опыта / Д.Н. Григорович // Бюллетень ОУС ОАО «РЖД». – №6 – 2013. – С. 37–49.

79. Григорович, Д.Н. Применение водорода в качестве моторного топлива на железнодорожном транспорте / Д.Н. Григорович // Транспорт на альтернативном топливе. – №3 (9) май – 2009. – С. 68–72.

80. Григорович, Д.Н. Использование альтернативных видов топлива и энергоустановок на железнодорожном транспорте / Д.Н. Григорович // Техника железных дорог. – №1 (17) февраль – 2012. – С. 49–56.

81. Бабков, Ю.В. Особенности использования водорода на железнодорожном транспорте: выбор агрегатного состояния и способы экипировки локомотива водородом / Ю.В. Бабков, Д.В. Котяев, Д.И. Прохор, А.Г. Воронков, С.Н. Журавлев // Бюллетень результатов научных исследований. – 2021. – Вып.2. – С. 107 – 118.

82. Новиков, С. П. Состояние и современные направления развития отечественного локомотивостроения / С. П. Новиков, А. В. Новикова // Бюллетень научных работ Брянского филиала МИИТ. – 2015. – № 1(7). – С. 83-88.

83. Моисеев М.М. Исследование катализаторов разложения аммиака. // Известия ТулГУ. Естественные науки. 2014. Вып. 1. Ч 2. – 27-33 с.

84. Кодзима Ю., Адачи Т. Аммиак как носитель водорода для топливных элементов PEM // Материалы ежегодного собрания AIChE 2018, Питтсбург, штат Пенсильвания, США, 28 октября – 2 ноября 2018 года. – 2018.

85. Теплофизические свойства аммиака. Голубев И.Ф., Кияшова В.П., Перельштейн И.И., Парушин Е.Б.- М: Изд-во стандартов, 1978. – 264 с.

86. Фролов, С. Г. Уменьшение вредных выбросов транспортных двигателей путем нейтрализации оксидов азота / С. Г. Фролов, А. Д. Росляков // Вестник

Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва. – 2009. – № 3-2(19). – С. 138-142.

87. Росляков А.Д. Теплообмен в двигателях внутреннего сгорания. – Самара : СамГАПС, 2004. – 157 с.

88. Распоряжение правительства РФ от 05.08.2021 г. №2162-р «Концепция развития водородной энергетики в Российской Федерации».

89. Информационно-справочный материал о существующих технических решениях применения СПГ для железнодорожного транспорта. – Текст: электронный // gazprom.ru: сайт. – URL: <https://international.gazprom.ru/> (дата обращения: 5.12.2025).

90. Gray J.T.J., Dimitroff E., Meckel N.T., Quillian R. Ammonia fuel – Engine Compatibility and Combustion // SAE Paper. – 1966.

91. ГОСТ 6221-90. Аммиак, сжиженный безводный. Технические требования [Текст]. – Введ. 1991.01.01. – М.: Изд-во стандартов, 2011. 27 с.

92. Cheng Q., Ojanen K., Diao Y., Kaario O., Larmi M. Dynamics of the ammonia spray using high-speed Schlieren imaging // SAE International Journal of Advances and Current Practices in Mobility. – 2022. – Vol. 4, Iss. 4. – P. 1138–1153.

93. Sahin Z., Akcanca I.Z., Durgun O. Experimental investigation of the effects of ammonia solution (NH₃OH) on engine performance and exhaust emissions of a small diesel engine // Fuel. – 2018. – Vol. 214. – P. 330–341.

94. Wang Y., Zhou X., Liu L. Theoretical investigation of the combustion performance of ammonia/hydrogen mixtures on a marine diesel engine // International Journal of Hydrogen Energy. – 2021. – Vol. 46. – P. 14805–14812.

95. Mounaim-Rousselle C., Mercier A., Brequigny P., Dumand C., Bouriot J., Houillé S. Performance of ammonia fuel in a spark assisted compression ignition engine // International Journal of Engine Research. – 2021. – P. 1–12.

96. Youssefi A., Guo H., Dev S., Liko B., Lafrance S. Effects of ammonia energy fraction and diesel injection timing on combustion and emissions of an ammonia/diesel dual-fuel engine // Fuel. – 2022. – Vol. 314. – Art. 122723. – P. 1–17.

97. Boretti A. Novel dual fuel diesel-ammonia combustion system in advanced TDI engines // International Journal of Hydrogen Energy. – 2017. – Vol. 42. – P. 7071–7076.

98. Li T., Zhou X., Wang N., Wang X., Chen R., Li S., Yi P. A comparison between low- and high-pressure injection dual-fuel modes of diesel-pilot-ignition ammonia combustion engines // Journal of the Energy Institute. – 2022. – Vol. 102. – P. 362–373.

99. Дорофеев В.М., Маслов В.Г., Первышин Н.В. Термогазодинамический расчет газотурбинных силовых установок. – Москва : Машиностроение, 1973. – 144 с.

100. Луканин В.Н., Шатров М.Г., Камфер Г.М. [и др.]. Теплотехника : учебник для вузов / под ред. В.Н. Луканина. – 2-е изд., перераб. – Москва : Высшая школа, 2000. – 671 с.

101. Лазарев Е.А., Алексеев А.К., Лаврик А.Н. Способ работы двухтопливного двигателя с газотурбинным наддувом и двухтопливный двигатель с газотурбинным наддувом : патент RU 1802853 С. – Бюл. № 10. – 1993.

102. Лазарев Е.А., Алексеев А.К., Лаврик А.Н. Двухтопливный двигатель с газотурбинным наддувом и комбинированным смесеобразованием и способ его работы : патент RU 1814696 С. – Бюл. № 17. – 1993.

103. Седелев К.П., Лазарев Е.А., Алексеев А.К., Лаврик А.Н., Мицын Г.П., Редько И.Я., Малоземов А.А. Способ подачи и дозирования топлива в газодизеле и устройство для подачи и дозирования топлива: патент RU 2137937 С1. – Челябинский государственный технический университет, 1999.

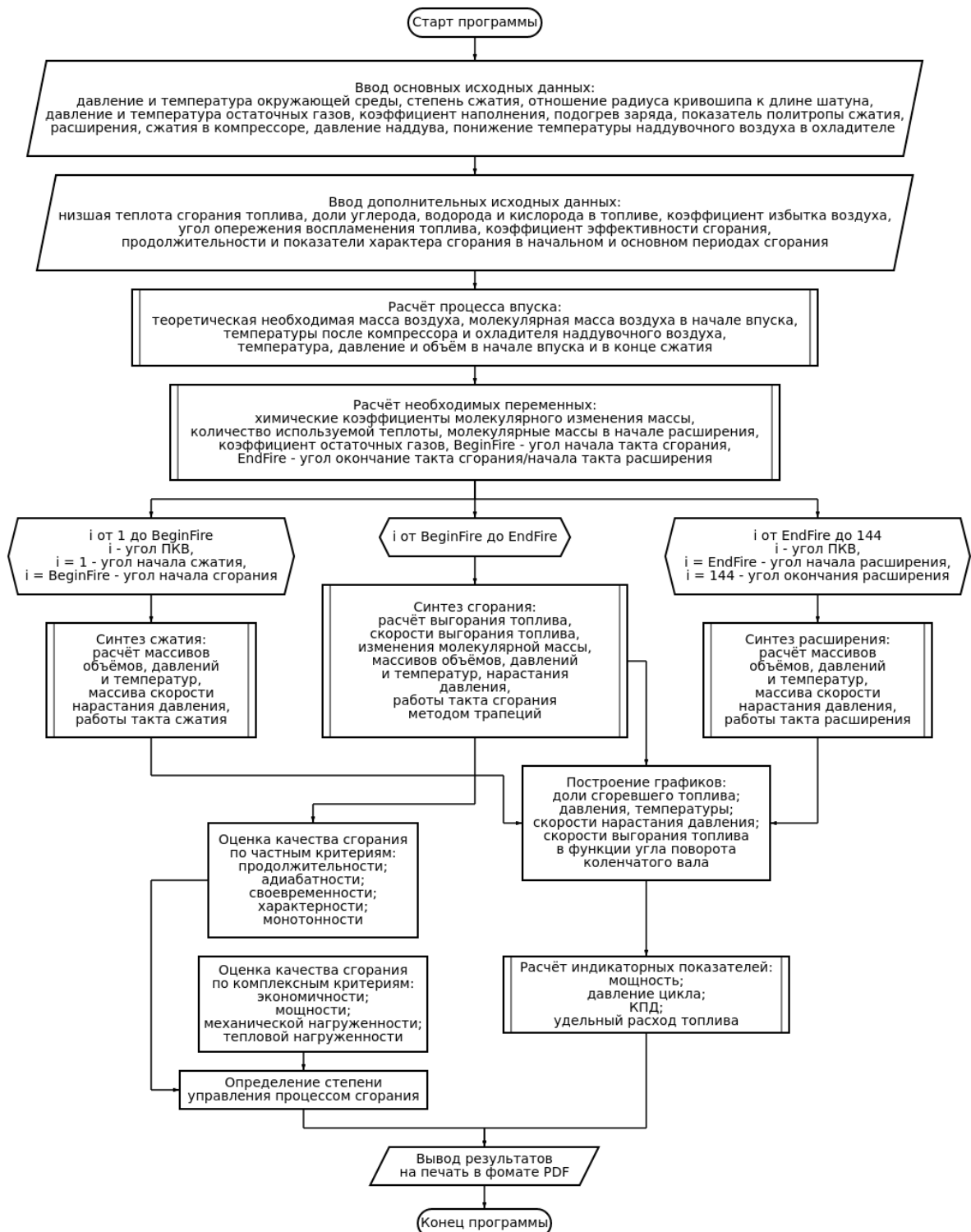
104. Белоглазов, А.К. Оценка эффективности работы двигатель-генераторных установок по результатам контроля параметров при проведении реостатных испытаний [Текст] / А.К. Белоглазов, В.Ф. Тарута, В.А. Четвергов, А.В. Чулков // Известия Транссиба. Омский гос. ун-т. путей сообщения. – Омск. 2017. – №2. С. 2-8.

105. Лаврик, А.Н. Расчет и анализ рабочего цикла ДВС на различных топливах: монография / А.Н. Лаврик. – Иркутск: Изд-во Иркут. ун-та, 1985. –104 с.

106. Патент на изобретение RU 2867409. Способ и устройство подачи водорода в качестве компонента моторного топлива в газодизель на основе диссоциации аммиака / Уколова В.А., Курманова Л.С., Петухов С.А., Карпенко М.Ю. – опубл. 03.08.2026 г. Б.И. № 22.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Блок-схема алгоритма оценки параметров рабочего цикла двигателя тепловоза, работающей по газодизельному циклу с добавками безуглеродного топлива



ПРИЛОЖЕНИЕ Б

СИНТЕЗ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ 6ЧН31.8/33 Диз. Топл.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Давление окружающей среды	.1013	МПа
Температура окружающей среды	293.	К
Степень сжатия	12.50	
Радиус кривошипа/длину шатуна	.2250	
Давление остаточных газов	.1450	МПа
Температура остаточных газов	700.	К
Коэффициент наполнения	.9700	
Подогрев заряда	10.00	К
Показатель политропы сжатия	1.3600	
Показатель политропы расширения	1.3400	
Давление наддува	.1550	МПа
Показатель политропы сжатия в компр.	1.6000	
Понижение температуры в ОНВ	60.0	К
Теплоемкость воздуха	1.0000	кДж/(кг*град)
Низшая теплота сгорания топлива	42.500	МДж/кг
Массовая доля углерода в топливе	.8600	
Массовая доля водорода в топливе	.1300	
Массовая доля кислорода в топливе	.0100	
Коэффициент избытка воздуха	2.4000	
Угол опережения воспламенения	5.000	град ПКВ
Коэффициент эффективности сгорания	.9000	
Коэффициент тепловыделения	.8500	
Продолжительность процесса сгорания	73.0	град ПКВ
Показатель характера сгорания	.4500	

РЕЗУЛЬТАТЫ:

Понижение т-ры от испарения топлива	.0	К
Коэффициент остаточных газов	.0340	
Удельная работа процесса сжатия	-.3571	МДж/кг
Мол. масса РТ в начале сгорания	28.966	кг/кмоль
Мол. масса РТ в конце сгорания	29.005	кг/кмоль
Макс. знач. действ. коэф. молек. изм.	1.0267	
Макс. знач. коэф. изменения массы	1.0281	
Теорет. необх. кол-во воздуха	14.325	кг
Приведенная низшая теплота сгорания	42.500	МДж/кг
Общая уд. исполъз. теплота сгорания	1.0760	МДж/кг
Удельная работа процесса сгорания	.6651	МДж/кг
Удельная работа процесса расширения	.2702	МДж/кг
Удельная индикаторная работа цикла	.5782	МДж/кг
Индикаторное давление цикла	1.1040	МПа
Индикаторный КПД цикла	.4836	
Индикаторный удельный расход топлива	175.1	г/кВт ч

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ:

ALFA - угол поворота коленвала	град ПКВ
P - давление	МПа
T - температура	К
V - удельный объем	м**3/кг
FI - угол от момента начала сгорания	град ПКВ
X - доля выгоревшего топлива	
WX - скорость сгорания	1/град ПКВ
WP - скорость нарастания давления	МПа/град ПКВ
K - отношение теплоемкостей (Cp/Cv)	

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

ALFA	P	T	V	FI	X	WX	WP	K
355.0	4.63	755.	.047	.0	.000	.000	.066	1.361
357.5	5.18	827.	.046	2.5	.051	.029	.220	1.351
360.0	5.90	932.	.045	5.0	.132	.036	.285	1.339
362.5	6.57	1043.	.046	7.5	.225	.038	.269	1.328
365.0	7.11	1148.	.046	10.0	.321	.038	.215	1.319
367.5	7.46	1242.	.048	12.5	.414	.036	.142	1.312
370.0	7.62	1321.	.050	15.0	.502	.034	.064	1.307
372.5	7.60	1385.	.052	17.5	.581	.030	-.009	1.302
375.0	7.43	1435.	.055	20.0	.652	.027	-.070	1.299
377.5	7.13	1471.	.059	22.5	.715	.023	-.117	1.296
380.0	6.76	1495.	.063	25.0	.768	.020	-.149	1.295
382.5	6.34	1509.	.068	27.5	.813	.017	-.169	1.293
385.0	5.90	1513.	.074	30.0	.851	.014	-.177	1.292
387.5	5.45	1511.	.079	32.5	.882	.011	-.178	1.292
390.0	5.02	1502.	.086	35.0	.907	.009	-.173	1.291
392.5	4.61	1489.	.093	37.5	.928	.007	-.164	1.291
395.0	4.22	1473.	.100	40.0	.944	.006	-.153	1.292
397.5	3.87	1454.	.108	42.5	.957	.005	-.142	1.292
400.0	3.55	1434.	.116	45.0	.967	.004	-.129	1.293
402.5	3.25	1412.	.124	47.5	.975	.003	-.118	1.293
405.0	2.99	1389.	.133	50.0	.982	.002	-.106	1.294
407.5	2.75	1367.	.143	52.5	.986	.002	-.096	1.295
410.0	2.53	1345.	.152	55.0	.990	.001	-.086	1.296
412.5	2.34	1322.	.162	57.5	.992	.001	-.077	1.297
415.0	2.16	1301.	.172	60.0	.994	.001	-.070	1.298
417.5	2.01	1280.	.183	62.5	.996	.001	-.062	1.299
420.0	1.87	1259.	.193	65.0	.997	.000	-.056	1.299
422.5	1.74	1240.	.204	67.5	.998	.000	-.051	1.300
425.0	1.63	1221.	.215	70.0	.998	.000	-.046	1.301
427.5	1.52	1203.	.226	72.5	.999	.000	-.041	1.302
428.0	1.50	1200.	.229	73.0	.999	.000	-.039	1.302

ПРОЦЕССЫ СЖАТИЯ И РАСШИРЕНИЯ:

ALFA	- угол поворота коленвала	град	ПКВ
P	- давление	МПа	
T	- температура	К	
V	- удельный объем	м ³ /кг	

ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

ALFA	P	T	V	ALFA	P	T	V
180.0	.155	307.	.569	430.0	1.429	1184.	.237
182.5	.155	307.	.569	432.5	1.343	1166.	.249
185.0	.155	307.	.569	435.0	1.265	1148.	.260
187.5	.155	307.	.568	437.5	1.194	1131.	.272
190.0	.156	308.	.566	440.0	1.130	1116.	.283
192.5	.157	308.	.564	442.5	1.072	1101.	.294
195.0	.157	308.	.562	445.0	1.019	1087.	.306
197.5	.158	309.	.560	447.5	.971	1073.	.317
200.0	.159	309.	.557	450.0	.927	1061.	.328
202.5	.161	310.	.554	452.5	.887	1049.	.339
205.0	.162	311.	.550	455.0	.850	1038.	.350
207.5	.164	312.	.546	457.5	.816	1027.	.361
210.0	.166	313.	.542	460.0	.785	1017.	.371
212.5	.168	314.	.537	462.5	.756	1008.	.382
215.0	.170	315.	.532	465.0	.730	999.	.392

217.5	.172	316.	.526	467.5	.706	990.	.402
220.0	.175	317.	.520	470.0	.684	982.	.412
222.5	.178	319.	.514	472.5	.663	974.	.421
225.0	.181	320.	.507	475.0	.644	967.	.430
227.5	.184	322.	.500	477.5	.627	961.	.439
230.0	.188	323.	.493	480.0	.610	954.	.448
232.5	.192	325.	.486	482.5	.595	948.	.456
235.0	.197	327.	.478	485.0	.582	943.	.464
237.5	.201	329.	.469	487.5	.569	937.	.472
240.0	.206	331.	.461	490.0	.557	932.	.480
242.5	.212	334.	.452	492.5	.546	928.	.487
245.0	.218	336.	.443	495.0	.536	923.	.494
247.5	.225	339.	.433	497.5	.527	919.	.500
250.0	.232	342.	.423	500.0	.519	916.	.506
252.5	.239	345.	.413	502.5	.511	912.	.512
255.0	.248	348.	.403	505.0	.504	909.	.517
257.5	.257	351.	.393	507.5	.497	906.	.522
260.0	.266	355.	.382	510.0	.491	903.	.527
262.5	.277	358.	.371	512.5	.486	901.	.531
265.0	.289	362.	.360	515.0	.481	898.	.535
267.5	.302	366.	.349	517.5	.477	896.	.539
270.0	.315	371.	.337	520.0	.473	895.	.542
272.5	.331	375.	.326	522.5	.470	893.	.545
275.0	.347	380.	.314	525.0	.467	892.	.547
277.5	.366	385.	.303	527.5	.465	890.	.549
280.0	.386	391.	.291	530.0	.463	890.	.551
282.5	.408	397.	.279	532.5	.462	889.	.552
285.0	.432	403.	.267	535.0	.460	888.	.553
287.5	.460	410.	.256	537.5	.460	888.	.554
290.0	.490	416.	.244	540.0	.460	888.	.554
292.5	.523	424.	.233	-----			
295.0	.560	431.	.221				
297.5	.601	440.	.210				
300.0	.647	448.	.199				
302.5	.699	458.	.188				
305.0	.757	467.	.177				
307.5	.823	478.	.167				
310.0	.896	489.	.157				
312.5	.979	500.	.147				
315.0	1.073	513.	.137				
317.5	1.180	526.	.128				
320.0	1.300	539.	.119				
322.5	1.437	554.	.111				
325.0	1.591	569.	.103				
327.5	1.765	585.	.095				
330.0	1.961	601.	.088				
332.5	2.179	618.	.081				
335.0	2.422	636.	.075				
337.5	2.688	654.	.070				
340.0	2.974	671.	.065				
342.5	3.277	689.	.060				
345.0	3.588	706.	.056				
347.5	3.895	721.	.053				
350.0	4.184	735.	.050				
352.5	4.436	746.	.048				
355.0	4.634	755.	.047				

СИНТЕЗ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЯ 6ЧН31.8/33
С КОМБИНИРОВАННЫМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ (Аммиак 50 % +Диз.топл.)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Давление окружающей среды	.1013	МПа
Температура окружающей среды	293.	К
Степень сжатия	12.50	
Радиус кривошипа/длину шатуна	.2250	
Давление остаточных газов	.1450	МПа
Температура остаточных газов	700.	К
Коэффициент наполнения	.9700	
Подогрев заряда	10.00	К
Показатель политропы сжатия	1.3600	
Показатель политропы расширения	1.3400	
Давление наддува	.1550	МПа
Показатель политропы сжатия в компр.	1.6000	
Понижение температуры в ОНВ	60.0	К
Внешнее смесеобразование:		
Доля участвующего топлива	.5000	
Низшая теплота сгорания топлива	18.600	МДж/кг
Массовая доля углерода в топливе	.0000	
Массовая доля водорода в топливе	.1800	
Массовая доля азота в топливе	.8200	
Молекулярная масса топлива	17.00	кг/кмоль
Скрытая теплота парообразования	1.3700	кДж/кг
Теплоемкость паров топлива	4.7000	кДж/(кг*град)
Теплоемкость воздуха	1.0000	кДж/(кг*град)
Внутреннее смесеобразование:		
Низшая теплота сгорания топлива	42.500	МДж/кг
Массовая доля углерода в топливе	.8600	
Массовая доля водорода в топливе	.1300	
Массовая доля кислорода в топливе	.0100	
Коэффициент избытка воздуха	2.4000	
Угол опережения воспламенения	5.000	град ПКВ
Коэффициент эффективности сгорания	.8250	
Коэффициент тепловыделения	.8500	
Продолжительность процесса сгорания	135.0	град ПКВ
Показатель характера сгорания	.4500	

РЕЗУЛЬТАТЫ:

Понижение т-ры от испарения топлива	30.1	К
Коэффициент остаточных газов	.0304	
Удельная работа процесса сжатия	-.3270	МДж/кг
Мол. масса РТ в начале сгорания	28.486	кг/кмоль
Мол. масса РТ в конце сгорания	28.312	кг/кмоль
Макс. знач. действ. коэф. молек. изм.	1.0295	
Макс. знач. коэф. изменения массы	1.0232	
Теорет. необх. кол-во воздуха	8.499	кг
Приведенная низшая теплота сгорания	30.550	МДж/кг
Общая уд. исполъз. теплота сгорания	1.1714	МДж/кг
Удельная работа процесса сгорания	.8410	МДж/кг
Удельная работа процесса расширения	.0439	МДж/кг
Удельная индикаторная работа цикла	.5579	МДж/кг
Индикаторное давление цикла	1.1678	МПа
Индикаторный КПД цикла	.3929	
Индикаторный удельный расход топлива	299.9	г/кВт ч

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ:

ALFA	- угол поворота коленвала	град ПКВ
P	- давление	МПа
T	- температура	К
V	- удельный объем	м**3/кг
FI	- угол от момента начала сгорания	град ПКВ
X	- доля выгоревшего топлива	
WX	- скорость сгорания	1/град ПКВ
WP	- скорость нарастания давления	МПа/град ПКВ
K	- отношение теплоемкостей (Cp/Cv)	

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

ALFA	P	T	V	FI	X	WX	WP	K
355.0	4.65	680.	.043	.0	.000	.000	.066	1.372
357.5	5.00	716.	.042	2.5	.021	.012	.139	1.366
360.0	5.41	768.	.041	5.0	.056	.016	.163	1.358
362.5	5.78	826.	.042	7.5	.099	.018	.151	1.350
365.0	6.08	885.	.043	10.0	.147	.020	.119	1.343
367.5	6.28	941.	.044	12.5	.197	.020	.078	1.336
370.0	6.36	995.	.046	15.0	.248	.021	.033	1.331
372.5	6.34	1043.	.048	17.5	.300	.021	-.009	1.326
375.0	6.22	1087.	.051	20.0	.352	.020	-.045	1.322
377.5	6.04	1125.	.055	22.5	.402	.020	-.075	1.319
380.0	5.80	1158.	.058	25.0	.451	.019	-.096	1.316
382.5	5.52	1187.	.063	27.5	.497	.018	-.110	1.313
385.0	5.23	1211.	.068	30.0	.542	.017	-.118	1.311
387.5	4.92	1231.	.073	32.5	.584	.016	-.121	1.309
390.0	4.62	1248.	.079	35.0	.623	.015	-.121	1.308
392.5	4.33	1261.	.085	37.5	.660	.014	-.118	1.306
395.0	4.04	1271.	.092	40.0	.694	.013	-.113	1.305
397.5	3.78	1278.	.099	42.5	.725	.012	-.107	1.304
400.0	3.53	1283.	.107	45.0	.755	.011	-.100	1.303
402.5	3.29	1286.	.115	47.5	.781	.010	-.094	1.303
405.0	3.08	1287.	.123	50.0	.805	.009	-.087	1.302
407.5	2.87	1286.	.131	52.5	.827	.008	-.080	1.302
410.0	2.69	1283.	.140	55.0	.847	.008	-.074	1.301
412.5	2.52	1279.	.149	57.5	.865	.007	-.068	1.301
415.0	2.36	1274.	.158	60.0	.881	.006	-.063	1.301
417.5	2.22	1268.	.168	62.5	.896	.005	-.058	1.301
420.0	2.08	1261.	.178	65.0	.909	.005	-.053	1.301
422.5	1.96	1254.	.187	67.5	.920	.004	-.049	1.301
425.0	1.85	1246.	.197	70.0	.930	.004	-.045	1.301
427.5	1.75	1237.	.208	72.5	.939	.003	-.041	1.302
430.0	1.65	1228.	.218	75.0	.947	.003	-.038	1.302
432.5	1.57	1219.	.228	77.5	.954	.003	-.035	1.302
435.0	1.49	1210.	.239	80.0	.961	.002	-.032	1.303
437.5	1.42	1200.	.249	82.5	.966	.002	-.029	1.303
440.0	1.35	1191.	.259	85.0	.971	.002	-.027	1.304
442.5	1.29	1181.	.270	87.5	.975	.002	-.025	1.304
445.0	1.23	1172.	.280	90.0	.978	.001	-.023	1.304
447.5	1.18	1163.	.291	92.5	.982	.001	-.021	1.305
450.0	1.13	1154.	.301	95.0	.984	.001	-.020	1.305
452.5	1.08	1145.	.311	97.5	.987	.001	-.018	1.306
455.0	1.04	1136.	.321	100.0	.989	.001	-.017	1.306
457.5	1.00	1127.	.331	102.5	.990	.001	-.015	1.307
460.0	.97	1119.	.340	105.0	.992	.001	-.014	1.307

ПРОЦЕСС СГОРАНИЯ

ALFA	P	T	V	FI	X	WX	WP	K
462.5	.93	1111.	.350	107.5	.993	.000	-.013	1.308
465.0	.90	1103.	.359	110.0	.994	.000	-.012	1.308
467.5	.87	1096.	.368	112.5	.995	.000	-.011	1.309
470.0	.85	1089.	.377	115.0	.996	.000	-.010	1.309
472.5	.82	1082.	.386	117.5	.996	.000	-.010	1.309
475.0	.80	1075.	.394	120.0	.997	.000	-.009	1.310
477.5	.78	1069.	.403	122.5	.998	.000	-.008	1.310
480.0	.76	1063.	.411	125.0	.998	.000	-.008	1.311
482.5	.74	1057.	.418	127.5	.998	.000	-.007	1.311
485.0	.73	1052.	.426	130.0	.999	.000	-.007	1.311
487.5	.71	1047.	.433	132.5	.999	.000	-.006	1.312
490.0	.70	1042.	.440	135.0	.999	.000	-.006	1.312

ПРОЦЕССЫ СЖАТИЯ И РАСШИРЕНИЯ:

ALFA - угол поворота коленвала град ПКВ
P - давление МПа
T - температура К
V - удельный объем м**3/кг

ПРОЦЕСС СЖАТИЯ

ПРОЦЕСС РАСШИРЕНИЯ

ALFA	P	T	V	ALFA	P	T	V
180.0	.155	276.	.519	490.0	.696	1042.	.440
182.5	.155	276.	.519	492.5	.683	1037.	.446
185.0	.156	277.	.519	495.0	.670	1032.	.452
187.5	.156	277.	.518	497.5	.659	1027.	.458
190.0	.157	277.	.516	500.0	.648	1023.	.464
192.5	.157	277.	.515	502.5	.638	1019.	.469
195.0	.158	278.	.513	505.0	.629	1016.	.474
197.5	.159	278.	.511	507.5	.621	1012.	.479
200.0	.160	279.	.508	510.0	.614	1009.	.483
202.5	.161	279.	.505	512.5	.607	1007.	.487
205.0	.163	280.	.502	515.0	.601	1004.	.490
207.5	.164	281.	.498	517.5	.596	1002.	.494
210.0	.166	281.	.494	520.0	.591	1000.	.496
212.5	.168	282.	.490	522.5	.587	998.	.499
215.0	.171	283.	.485	525.0	.584	997.	.501
217.5	.173	284.	.480	527.5	.581	995.	.503
220.0	.176	286.	.475	530.0	.578	994.	.505
222.5	.179	287.	.469	532.5	.577	993.	.506
225.0	.182	288.	.463	535.0	.575	993.	.507
227.5	.185	290.	.456	537.5	.575	993.	.507
230.0	.189	291.	.450	540.0	.574	992.	.507
232.5	.193	293.	.443				
235.0	.197	294.	.436				
237.5	.202	296.	.428				
240.0	.207	298.	.420				
242.5	.213	300.	.412				
245.0	.219	303.	.404				
247.5	.225	305.	.395				
250.0	.232	308.	.386				
252.5	.240	310.	.377				
255.0	.249	313.	.368				
257.5	.258	316.	.358				
260.0	.267	319.	.348				
262.5	.278	323.	.338				
265.0	.290	326.	.328				

267.5	.303	330.	.318
270.0	.317	334.	.308
272.5	.332	338.	.297
275.0	.349	342.	.287
277.5	.367	347.	.276
280.0	.387	352.	.265
282.5	.410	357.	.255
285.0	.434	363.	.244
287.5	.461	369.	.233
290.0	.491	375.	.223
292.5	.525	381.	.212
295.0	.562	388.	.202
297.5	.603	396.	.191
300.0	.650	404.	.181
302.5	.702	412.	.171
305.0	.760	421.	.162
307.5	.826	430.	.152
310.0	.900	440.	.143
312.5	.983	450.	.134
315.0	1.077	462.	.125
317.5	1.184	473.	.117
320.0	1.305	486.	.109
322.5	1.442	499.	.101
325.0	1.597	512.	.094
327.5	1.772	526.	.087
330.0	1.968	541.	.080
332.5	2.188	557.	.074
335.0	2.431	572.	.069
337.5	2.698	588.	.064
340.0	2.985	604.	.059
342.5	3.289	620.	.055
345.0	3.601	635.	.051
347.5	3.910	649.	.048
350.0	4.200	662.	.046
352.5	4.453	672.	.044
355.0	4.651	680.	.043

ПРИЛОЖЕНИЕ В

Куйбышевская дирекция тяги – структурное подразделение Дирекции тяги –
филиала ОАО «РЖД»
Эксплуатационное локомотивное депо Самара – филиал ОАО «РЖД»

УТВЕРЖДАЮ:

Заместитель начальника по
эксплуатации эксплуатационного
локомотивного депо Самара

 Алифанов Ю.Б.

«24» октября 2024 г.

М.п.



ПРОТОКОЛ
РЕОСТАТНЫХ ИСПЫТАНИЙ ТЕПЛОВОЗА
серии ТЭМ18ДМ №1385

Дата испытаний 22.10.2024г.

Начало испытаний 9 ч. 00 мин.

Конец испытаний 17 ч. 00 мин.

Условия проведения измерений

1. Температура окружающего воздуха 10°C.
2. Барометрическое давление 750 мм. рт. ст.
3. Работа на холостом ходу и под нагрузкой с замерами выбросов вредных веществ и дымности отработавших газов.
4. Измерения теплоэнергетических параметров.

Цель испытаний: 1. Отладочные испытания системы подачи аммиака во впускной коллектор дизеля маневрового тепловоза.
2. Диагностика первого уровня по измерениям содержания выбросов вредных веществ и дымности отработавших газов тепловоза.

Работа тепловоза на дизельном топливе без подачи аммиака

Позиция КМ	0	2	4	6	8
n_d , об/мин	280	300	400	570	750
$I_{гг}$, А	-	412	672	970	1212
$U_{гг}$, В	-	196	325	470	611
N_e , кВт	-	114	268	556	882
$B_{дт}$, (кг/ч)	-	26,0	60,1	119,2	190,6

Работа тепловоза на дизельном топливе с добавкой аммиака

Позиция КМ	0	2	4	6	8
n_d , об/мин	280	300	400	570	750
$I_{гг}$, А	-	412	672	970	1212
N_e , кВт	-	118	310	564	888
P_{NH_3} , МПа	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
t_{NH_3} , °С	-33	-33	-33	-33	-33
B_{NH_3} , кг/с $f=0,3\text{мм}^2$	0,009	0,009	0,009	0,009	0,009
B_{NH_3} , кг/с $f=0,95\text{мм}^2$	0,0596	0,0596	0,0596	0,0596	0,0596
$B_{дт}$, (кг/ч)	-	14,0	30,1	59,0	92,6

Примечание:

P_{NH_3} — избыточное давление NH_3 по показаниям манометра.

Работа на дизельном топливе без нагрузки
(настройка системы измерения)

Позиция КМ	0	2	4	6	8
n_d , об/мин	280	300	400	570	750
t_r , °C	134	254	337	378	445
D, %	49	43	30	24	31
CO, ppm	95	110	281	755	1119
NO _x , ppm	376	635	1762	1920	1251
α , %	5,9	4,3	3,6	2,8	1,8

Работа на дизельном топливе без добавки аммиака
(оценка воспроизводимости результатов измерения выбросов вредных веществ)

№ замера	2	4
n_d , об/мин	300	400
t_r , °C	133	132
D, %	42	31
CO, ppm	110	281
NO _x , ppm	638	1765
α , %	5,9	5,6

Работа на дизельном топливе с добавкой аммиака

(оценка воспроизводимости результатов измерения выбросов вредных веществ)

№ замера	2	4
n_d , об/мин	300	400
P_{NH_3} , МПа	0,5	0,5
t_{NH_3} , °C	-33	-33
B_{NH_3} , кг/с $f=0,3\text{мм}^2$	0,009	0,009
B_{NH_3} , кг/с $f=0,95\text{мм}^2$	0,0596	0,0596
t_r , °C	136	136
D, %	36	27
CO, ppm	75	125
NO _x , ppm	350	1400
α , %	4,0	4,5

Примечание:

Подача аммиака производилась на каждом замере после регистрации параметров.

 P_{NH_3} – избыточное давление NH_3 по показаниям манометра.

Уровень дымности и содержание вредных выбросов в отработанных газах до
подачи NH_3 во впускной коллектор

Позиция	Мощность ДГУ, % от N_e	D, %	C_{NO_x} , ppm	C_{CO} , ppm
0	0-25	50	375	96
2		42	637	109
4	50	31	1766	282
6	75	25	1923	756
8	100	30	1250	1120

Тепловые параметры дизеля на 4-8 позициях контроллера машиниста до подачи NH_3 во впускной коллектор

Позиция КМ	Цилиндры																	
	1			2			3			4			5			6		
	$Pz, \text{кг/см}^2$	$Pc, \text{кг/см}^2$	$Tz, ^\circ\text{C}$	$Pz, \text{кг/см}^2$	$Pc, \text{кг/см}^2$	$Tz, ^\circ\text{C}$	$Pz, \text{кг/см}^2$	$Pc, \text{кг/см}^2$	$Tz, ^\circ\text{C}$	$Pz, \text{кг/см}^2$	$Pc, \text{кг/см}^2$	$Tz, ^\circ\text{C}$	$Pz, \text{кг/см}^2$	$Pc, \text{кг/см}^2$	$Tz, ^\circ\text{C}$	$Pz, \text{кг/см}^2$	$Pc, \text{кг/см}^2$	$Tz, ^\circ\text{C}$
2	54	26	192	53	25	190	55	27	194	52	26	193	54	26	192	52	24	189
4	61	30	227	60	32	211	61	29	229	59	30	214	60	29	223	59	30	203
6	68	36	315	70	37	291	67	35	315	69	34	302	67	36	280	68	35	304
8	81	42	402	82	44	376	80	41	407	83	42	411	82	41	383	81	42	405

Примечание: Pz – давление сжатия; Pc – давление сгорания; Tz – температура по цилиндрамТепловые параметры дизеля на 4-8 позициях контроллера машиниста после подачи NH_3 во впускной коллектор

Позиция КМ	Цилиндры																	
	1			2			3			4			5			6		
	$Pz, \text{кг/см}^2$	$Pc, \text{кг/см}^2$	$Tz, ^\circ\text{C}$	$Pz, \text{кг/см}^2$	$Pc, \text{кг/см}^2$	$Tz, ^\circ\text{C}$	$Pz, \text{кг/см}^2$	$Pc, \text{кг/см}^2$	$Tz, ^\circ\text{C}$	$Pz, \text{кг/см}^2$	$Pc, \text{кг/см}^2$	$Tz, ^\circ\text{C}$	$Pz, \text{кг/см}^2$	$Pc, \text{кг/см}^2$	$Tz, ^\circ\text{C}$	$Pz, \text{кг/см}^2$	$Pc, \text{кг/см}^2$	$Tz, ^\circ\text{C}$
2	57	29	203	58	29	205	56	28	208	58	27	223	57	27	214	58	29	210
4	65	31	252	62	33	235	63	30	252	62	30	254	62	29	252	63	31	233
6	70	38	340	72	37	315	70	35	340	73	34	318	70	37	315	71	37	315
8	85	44	427	83	44	394	82	42	474	84	43	485	83	41	404	84	45	421

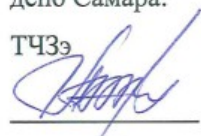
Примечание: Pz – давление сжатия; Pc – давление сгорания; Tz – температура по цилиндрам

Уровень дымности и содержание вредных выбросов в отработанных газах
после подачи аммиака во впускной коллектор

Позиция	Мощность ДГУ, % от N_e	N, %	C_{NOx} , г/н·м ³ (%,об)	C_{CO} , г/н·м ³ (%,об)	C_{nHm} , г/н·м ³ (%, об)
0	0-25	1,5	0,009	0,006	0,0003
2		1,5	0,009	0,006	0,0003
4	50	5	0,045	0,021	0,0042
6	75	3,5	0,042	0,02	0,0039
8	100	2,4	0,036	0,018	0,0036

От эксплуатационного локомотивного
депо Самара:

ТЧЗэ



Алифанов Ю.Б.

ТЧММ



Халилов Ю.Н.

От Приволжского государственного
университета путей сообщения:

Руководитель работ к.т.н., доцент



Л.С. Курманова

Ответственные исполнители: д.т.н.,

профессор  А.Д. Росляков

к.т.н., доцент  С.А. Петухов

Аспирант кафедры «ТПС»



М.Ю. Карпенко

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

УТВЕРЖДАЮ

Заместитель начальника

по эксплуатации

эксплуатационного

локомотивного депо

Самара

Алифанов Ю.Б.

« 4 » октября 2024

Г.

М.п.

АКТ ПРОВЕДЕНИЯ ИСПЫТАНИЙ

научно-технической продукции

Наименование научно-технической продукции: система подачи аммиака во впускной коллектор дизеля маневрового тепловоза для снижения вредных выбросов в отработавших газах.

Разработчики: к.т.н., доцент Курманова Лейла Салимовна, д.т.н., профессор, старший научный сотрудник института транспортного строительства и подвижного состава Росляков Алексей Дмитриевич, к.т.н., старший научный сотрудник управления научных работ Петухов Сергей Александрович, аспирант кафедры Карпенко Михаил Юрьевич.

В условиях станции реостатных испытаний и пункта экологического контроля эксплуатационного локомотивного депо Самара 22.10.2024г., проведены отладочные испытания системы подачи аммиака во впускной коллектор дизеля маневрового тепловоза с оценкой выбросов вредных веществ и дымности отработавших газов.

В процессе испытаний получены следующие результаты:

1. При увеличении расхода аммиака до 0,0596 кг/с наблюдается снижение выбросов СО. При подаче аммиака выбросы оксида углерода СО на 0-4 позиции контроллера машиниста изменяются не значительно, а на 5-8 позициях снижение наблюдается на 30-40%, в зависимости от позиции контроллера.

2. Выбросы оксидов азота NO_x на 0-4 позиции контроллера машиниста снижаются на 10-20%, а на 5-8 позициях снижение составляет на 40-50% в зависимости от расхода аммиака. Причиной снижения выбросов NO_x является снижение температуры сгорания топливовоздушной смеси.

3. При увеличении расхода аммиака до 0,0596 кг/с наблюдается максимальный эффект уменьшения дымности, который составляет 30% в зависимости от позиции контроллера машиниста.

4. Для исключения попадания паров аммиака при продувке цилиндра в выпускную систему и далее в атмосферу на номинальном режиме работы дизеля достигается ограничением подачи аммиака в качестве компонента моторного топлива долей не более 15...17 %. Пары аммиака при продувке цилиндра в выпускную подсистему и далее в атмосферу при этом практически не поступают.

5. Результаты испытаний представлены в виде протокола испытаний, который прилагается к настоящему акту.

От ФГБОУ ВО «ПривГУПС»:

Доцент Курманова Л.С.

Профессор Росляков А.Д.

Доцент Петухов С.А.

Аспирант Карпенко М.Ю.

От Куйбышевской дирекции тяги

ТЧЗэ Алифанов Ю.Б.

ТЧМИ Халилов Ю.Н.



ФИЛИАЛ ОАО «РЖД»
ДИРЕКЦИЯ ТЯГИ
КУЙБЫШЕВСКАЯ
ДИРЕКЦИЯ ТЯГИ
ЭКСПЛУАТАЦИОННОЕ ЛОКОМОТИВНОЕ
ДЕПО
САМАРА

Нижне-хлебная ул., 13
г. Самара, 443036
Тел.: (846) 303-21-94, факс: (846) 303-22-09
E-mail: tch3o_KomovaEO@kbsh.rzd

14 октября 2011 № КБШ ТЧЗД-356

На № _____ от _____

А К Т
использования результатов научно-исследовательской работы

Результаты научно-исследовательской работы «Экологическая безопасность автономных локомотивов путем использования безуглеродного топлива», выполненной сотрудниками ФГБОУ ВО «Приволжского государственного университета путей сообщения» в составе: к.т.н., доцент Курманова Лейла Салимовна, д.т.н., профессор, старший научный сотрудник института транспортного строительства и подвижного состава Росляков Алексей Дмитриевич, к.т.н., старший научный сотрудник управления научных работ Петухов Сергей Александрович и аспирант кафедры Карпенко Михаил Юрьевич приняты к использованию.

ТЧЗэ

Ю.Б. Алифанов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2811851

**Способ подачи и смешения аммиака с воздухом перед
подачей в цилиндры дизельного двигателя и устройство
для его осуществления**

Патентообладатель: **ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧЕРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО
ОБРАЗОВАНИЯ "САМАРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ" (САМГУПС) (RU)**

Авторы: **Росляков Алексей Дмитриевич (RU), Клочков Юрий Сергеевич
(RU), Курманова Лейла Салимовна (RU), Петухов Сергей
Александрович (RU), Карпенко Михаил Юрьевич (RU), Миронов Егор
Сергеевич (RU)**

Заявка № 2023108216

Приоритет изобретения 03 апреля 2023 г.

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 18 января 2024 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 03 апреля 2043 г.

*Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности*

Документ подписан
Сертификат 42955477
Водитель: Юрий Сергеевич
Действителен с 02.05.2024

Ю.С. Зубов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2830609

Способ подачи аммиака во впускную систему
дизельного двигателя

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Приволжский государственный университет путей сообщения" (ПРИВГУСП) (RU)*

Авторы: *Росляков Алексей Дмитриевич (RU), Лазарев Евгений Анатольевич (RU), Курманова Лейла Салимовна (RU), Петухов Сергей Александрович (RU), Карпенко Михаил Юрьевич (RU), Пешков Андрей Борисович (RU)*

Заявка № 2024117982

Приоритет изобретения 28 июня 2024 г.

Дата государственной регистрации

в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации 22 ноября 2024 г.

Срок действия исключительного права

на изобретение истекает 28 июня 2044 г.



Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Документ подписан электронной подписью
Личный код: 7739178888, 2024.11.22
Подпись: Юрий Юрьевич Сергеев
Должность: Руководитель

Ю. С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ПОЛЕЗНУЮ МОДЕЛЬ

№ 215477

УСТРОЙСТВО ДЛЯ РЕГИСТРАЦИИ РЕЖИМОВ
РАБОТЫ ЛОКОМОТИВА

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования "Самарский государственный университет путей сообщения" (RU)*

Авторы: *Петухов Сергей Александрович (RU), Курманова Лейла Салимовна (RU), Карпенко Михаил Юрьевич (RU)*

Заявка № 2022108009

Приоритет полезной модели 26 марта 2022 г.

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре полезных
моделей Российской Федерации 14 декабря 2022 г.Срок действия исключительного права
на полезную модель истекает 26 марта 2032 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов

РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2821292

Способ измерения расхода топлива в дизельных двигателях внутреннего сгорания и устройство для его осуществления

Патентообладатель: *Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования Самарский государственный университет путей сообщения (RU)*

Авторы: *Росляков Алексей Дмитриевич (RU), Клочков Юрий Сергеевич (RU), Фурман Виктор Владимирович (RU), Курманова Лейла Салимовна (RU), Петухов Сергей Александрович (RU), Карпенко Михаил Юрьевич (RU), Пешков Андрей Борисович (RU)*

Заявка № 2024103736

Приоритет изобретения 14 февраля 2024 г.

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре изобретений
Российской Федерации 19 июня 2024 г.

Срок действия исключительного права
на изобретение истекает 14 февраля 2044 г.

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

Ю.С. Зубов



РОССИЙСКАЯ ФЕДЕРАЦИЯ



ПАТЕНТ

НА ИЗОБРЕТЕНИЕ

№ 2867409

**СПОСОБ И УСТРОЙСТВО ПОДАЧИ ВОДОРОДА В
КАЧЕСТВЕ КОМПОНЕНТА МОТОРНОГО ТОПЛИВА
В ГАЗОДИЗЕЛЬ НА ОСНОВЕ ДИССОЦИАЦИИ
АММИАКА**

Патентообладатель: **ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ
БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧЕРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ "ПРИВОЛЖСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ
СООБЩЕНИЯ" (ПРИВГУПС) (RU)**

Авторы: **Уколова Валерия Алексеевна (RU), Курманова Лейла
Салимовна (RU), Петухов Сергей Александрович (RU), Карпенко
Михаил Юрьевич (RU)**

Заявка № **2025134787**

Приоритет изобретения **09 декабря 2025 г.**

Дата государственной регистрации
в Государственном реестре изобретений

Российской Федерации **03 августа 2026 г.**

Срок действия исключительного права
на изобретение истекает **09 декабря 2045 г.**

Руководитель Федеральной службы
по интеллектуальной собственности

ДОКУМЕНТ ПОДПИСАН ЭЛЕКТРОННОЙ ПОДПИСЬЮ
Сертификат 00a570e4f7a4c8d531b4b8818e75f29506
Владелец **Зубов Юрий Сергеевич**
Действителен с 08.09.2025 по 28.11.2026

Ю.С. Зубов



ФОНД СОДЕЙСТВИЯ
ИННОВАЦИЯМ

СЕРТИФИКАТ

победителя регионального этапа
финального отбора программы "УМНИК"

Иваново Михаил Александрович

2022



Представитель Фонда в Самарской области

А.В. Сергиенко

[Signature]