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)

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Челябинск – 2026

Работа выполнена в передовой инженерной школе двигателестроения и специальной техники «Сердце Урала» Федерального государственного автономного образовательного учреждения высшего образования «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)», г. Челябинск

Научный руководитель: **Лазарев Евгений Анатольевич**, доктор технических наук, профессор, эксперт передовой инженерной школы двигателестроения и специальной техники «Сердце Урала» ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет» (НИУ), г. Челябинск

Официальные оппоненты: **Лиханов Виталий Анатольевич**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой тепловых двигателей, автомобилей и тракторов ФГБОУ ВО «Вятский государственный агротехнологический университет», г. Киров

Неговора Андрей Владимирович, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой мобильных энергетических и транспортных средств ФГБОУ ВО «Башкирский государственный аграрный университет», г. Уфа

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Уфимский университет науки и технологий», г. Уфа

Защита диссертации состоится « 23 » декабря 2026 г. в 13-00 часов на заседании диссертационного совета 24.2.437.09 при ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» по адресу: 454080 г. Челябинск, пр. Ленина, 76, ауд. 1001. Тел/факс 267-93-06, e-mail: dc242437-09@mail.ru

Отзывы на автореферат в одном экземпляре, заверенном печатью организации, просьба направлять по адресу 454080 г. Челябинск, пр. Ленина, 76, Ученый совет

С авторефератом и диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке ФГАОУ ВО «Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет)» и на его официальном сайте http://www.susu.ru/ru/dissertation/24243709-d-21229809/karpenko-michail-yurevich

Автореферат разослан « » 2026 г.

Ученый секретарь

диссертационного совета 24.2.437.09,
доктор технических наук, доцент Абызов А.А.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Перспективы дальнейшего широкого использования транспортных средств с двигателями внутреннего сгорания (ДВС) в значительной степени зависят от возможности достижения требуемых экологических показателей. Основными из этих показателей служат выбросы с отработавшими газами (ОГ) ДВС парниковых газов и токсичных веществ – нормируемых токсичных компонентов. Кардинальное улучшение экологических показателей дизелей возможно при использовании в них различных альтернативных топлив. В качестве безуглеродных компонентов моторных топлив рассматривают водород и аммиак.

При использовании водорода в качестве моторного топлива или его компонента возникает ряд проблем: высокая стоимость технологий получения водорода, сложность хранения на заправочных станциях и на борту транспортных средств, взрывоопасность, жесткое сгорание в цилиндрах ДВС, негативное воздействие на конструкционные материалы и ряд других проблем.

Часть проблем решается при использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива как носителя водорода, обеспечивающего 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 °С) или при нормальной температуре под давлением около 0,9 МПа.

В связи с вышеизложенным совершенствование рабочего цикла двигателей маневровых тепловозов с целью снижения выбросов вредных веществ отработавшими газами использованием аммиака в качестве компонента моторного топлива является актуальной темой настоящего диссертационного исследования.

Степень разработанности темы исследования.

При использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива, как правило, рассматривается газодизельный рабочий цикл, в котором основным топливом является традиционное дизельное топливо (ДТ), а аммиак используется как компонент смесевого топлива двухтопливного двигателя.

Малоизученными представляются способ и устройства подачи аммиака в цилиндры двигателей, работающих в широком диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала и коэффициента избытка воздуха.

Нуждается в обосновании учет особенностей способа воспламенения и доли аммиака в смесевом топливе, обеспечивающих достижение приемлемого компромисса между топливной экономичностью и выбросами вредных веществ отработавшими газами в двигателях маневровых тепловозов.

Цель работы. Повышение эффективности работы двигателей тепловозов использованием жидкого 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 газовоздушной 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 в условиях станции реостатных испытаний и пункта экологического контроля с оценкой адекватности результатов теоретических расчетов и эксперимента.

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

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

Научная новизна работы.

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

2. Определены конструктивные и функциональные параметры оригинальной системы подачи и смешения аммиака с воздухом во впускном коллекторе, обеспечивающие технологические показатели мощности, экономичности и экологичности двигателя маневрового тепловоза.

3. Теоретически и экспериментально подтверждены выбор основных параметров топливоподачи компонентов смесевого топлива и оценка мощностных, экономических и экологических показателей рабочего цикла, отличающиеся учетом работы двигателя маневрового тепловоза с рациональной долей аммиака в смесевом топливе на различных эксплуатационных режимах.

Практическая ценность.

1. Рекомендована экспериментально подтвержденная методика определения необходимых параметров подачи жидкого аммиака во впускной коллектор двигателя тепловоза в зависимости от режима работы с условием обеспечения показателей мощности, экономичности и экологичности рабочего цикла.

2. С учетом штатных фаз газораспределения при использовании программного комплекса ANSYS Fluent реализована методика определения расхода газовоздушной смеси при продувке цилиндра с подачей аммиака во впускной коллектор двигателя тепловоза.

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

Методы исследований. При проведении исследования применялись методы математического моделирования, математической статистики, планирования и обработки результатов натурного и вычислительного эксперимента.

Расчетный синтез рабочего цикла и определение индикаторных показателей двухтопливного двигателя выполнены с использованием программных комплексов SYNG и EMDIESEL. Расчетный анализ процесса продувки цилиндра с подачей аммиака во впускной коллектор двигателя маневрового тепловоза реализован в программном комплексе ANSYS Fluent.

При обработке результатов использовались пакеты программ Microsoft, Excel, Statistica. Проектирование элементов системы подачи аммиака во впускной коллектор двигателя маневрового тепловоза выполнено с помощью программного комплекса КОМПАС-3D.

Результаты теоретических исследований сопоставлялись с экспериментальными результатами реостатных испытаний дизеля маневрового тепловоза, 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 г.г.

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 автономных локомотивов. Использование результатов проведенного исследования подтверждено соответствующими актами.

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 3 в рецензируемых научных изданиях из перечня ВАК РФ и приравненных к ним, получены 3 патента на изобретение.

Структура и объем работы. Диссертация изложена на 145 страницах и включает введение, пять глав, заключение, список использованных источников,

состоящий из 109 наименований, из них 20 зарубежных источников, а также 7 приложений.

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 показателей мощности, экономичности и экологичности рабочего цикла.

2. Определение расхода газовоздушной смеси при продувке цилиндра с подачей жидкого аммиака и оценкой его концентрации во впускном коллекторе двигателя маневрового тепловоза.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснованы актуальность темы, научная новизна и практическая ценность, сформулированы положения, выносимые на защиту.

В первой главе рассматривается необходимость использования безуглеродного топлива, а также перспективы и проблемы использования аммиака в качестве компонента моторного топлива в транспортных двигателях. Проанализированы особенности использования аммиака в качестве компонента моторного топлива в двигателях тепловозов с описанием возможных схем его подачи в цилиндры и оценкой их достоинства, недостатков и применяемости.

Обосновывается предпочтительное применение в тепловозных двигателях газодизельного цикла, при котором аммиачно-воздушная смесь воспламеняется в камере сгорания от запальной порции дизельного топлива (ДТ). Отмечается, что значительное число работ по переводу тепловозных двигателей на газодизельный цикл выполнено научными коллективами АО «ВНИИЖТ», АО «ВНИКТИ». В частности, работы по проектам тепловозов 2ТЭ10Г, 2ТЭ116Г, ТЭМ2Г, ЧМЭ3Г, ТЭМ18Г показали положительные результаты.

Научно-исследовательские работы по использованию альтернативных топлив, в том числе аммиака, как в качестве моторного топлива в ДВС, так и в качестве компонента моторного топлива проводятся специалистами ФГАОУ ВО МГТУ им. Н.Э. Баумана, ООО «ППП «Дизельавтоматика», ФГБОУ ВО Вятского ГАТУ, ФГАОУ ВО ЮУрГУ, ФГБОУ ВО СПбПУ, ФГБОУ ВО БашГАУ, ФГБОУ ВО УУНиТ, института инженерной теплофизики Академии наук Китая, Aerospace times Feihong Technology Co. Ltd, Шанхайского университеа Цзяо Тонг и др. Использование альтернативных топлив отражено в трудах Маркова В.А., Фурмана В.В., Лиханова В.А., Галышева Ю.В., Неговора А.В., Еникеева Р.Д., Лазарева Е.А., Кулешова А.С., Ц. Чжао, Д. Хан и др.

Предпочтительно использование аммиака в качестве компонента моторного топлива в двигателях с повышенной степенью сжатия в широком диапазоне коэффициентов избытка воздуха. Малые скорости сгорания аммиака затрудняют его применени в высокооборотных двигателях, проще использовать смесевые топлива в мало - и среднеоборотных тепловозных и судовых дизелях. Облегчение воспламенения аммиачно-воздушных смесей достигается использованием запальной порции ДТ. С целью минимизации конструктивных изменений двигателя и учета физико-химических свойств аммиака обоснована

схема его подачи после компрессора наддува во впускной коллектор. В итоге сформулированы цель и задачи диссертационного исследования.

Во второй главе рассмотрена математическая модель рабочего цикла при использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива, учитывающая массовый расход, долю и теплоту сгорания аммиака в смесевом топливе для оценки мощности и экономичности двигателя тепловоза.

В математическую модель рабочего цикла отдельными блоками входят модели процессов: впуска, сжатия, сгорания, расширения и синтеза индикаторных показателей рабочего цикла двухтопливного двигателя.

В качестве исходных данных используются: давления p_0, p_r и температуры T_0, T_r окружающей среды и отработавших газов, степень сжатия ε, отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ, коэффициент наполнения η_v, подогрев свежего заряда ΔT, значения показателей политропы процессов сжатия n_1 и расширения n_2, давление наддувочного воздуха p_k, показатель политропы сжатия в компрессоре $n_н$, понижение температуры в результате охлаждения наддувочного воздуха $\Delta T_{охл}$, низшая теплота сгорания компонентов смесевого топлива (аммиака $H_u^{сн_3} = 18{,}6$ кДж/кг, дизельного топлива $H_u^{дт} = 42{,}5$ кДж/кг), элементарный химический состав (ЭХС) топлив в массовых долях (аммиака: $N = 0{,}82$, $H = 0{,}18$ и дизельного топлива: $C = 0{,}86$, $H = 0{,}13$, $O = 0{,}01$), коэффициент избытка воздуха α, угол опережения воспламенения θ, коэффициент эффективности сгорания ξ, кинетические константы процесса сгорания m, φ_z, массовая доля $g_т$ аммиака в цикловой подаче смесевого топлива, удельная теплота $L_т$ парообразования и теплоемкость c_p паров аммиака.

Особенности математической модели рабочего цикла следующие:

1. По зависимостям проф. А.Н. Лаврика, модифицированным Д.К. Алексеевым, определяется давление p рабочего тела (РТ) в цилиндре дизеля

$$p_j = \{[q_z \cdot (k_{j,ср} - 1) \cdot \mu_{j,ср} / (\nu_{j-1} \cdot \mu \cdot R \cdot T_{j-1})] \cdot \Delta x + 1\} \cdot [\psi(\alpha_{j-1}) / \psi(\alpha_j)]^{kj,ср} \cdot (p_{j-1} / D), \quad (1)$$

где комплекс $D = \nu_j \cdot \beta_{j-1} / (\nu_{j-1} \cdot \beta_j)$, R – универсальная газовая постоянная,

β, ν – коэффициенты молекулярного изменения и массы РТ,

$\psi(\alpha)$ – функция изменения объема цилиндра, k – отношение теплоемкостей,

x – доля выгоревшего смесевого топлива, μ – молекулярная масса РТ,

q_z – общая удельная использованная теплота сгорания топлива

и температура T рабочего тела в цилиндре дизеля в конце участка синтеза

$$T_j = p_j \cdot \nu_j \cdot \mu_j / (\mu_{j-1} \cdot R). \quad (2)$$

2. Закон выгорания проф. И.И. Вибе используется в виде, модифицированном проф. Е.А. Лазаревым для учета двух экстремумов на дифференциальной характеристике выгорания топлива

$$x = 1 - \exp[-6{,}908(\varphi / \varphi_н)^{mн - mo} (\varphi / \varphi_z)^{mo + 1}], \text{ при } \varphi > \varphi_н, m_н = m_o, \quad (3)$$

где $\varphi_н$, φ_z – продолжительности начального периода и процесса сгорания,

$m_н$, m_o – показатели характера сгорания в начальном и основном периодах.

3. Используется приведение ЭХС, низшей теплоты сгорания и стехиометрии смеси, учитывающее доли компонентов смесевого топлива.

4. Потери теплоты в процессе сгорания (коэффициент эффективности сгорания ξ) определяются по эмпирической зависимости проф. Е.А. Лазарева

$$\xi = 1 - 2{,}38 \cdot \varphi_z / (n \cdot \alpha) \qquad (4)$$

где n – частота вращения коленвала, α – коэффициент избытка воздуха.

При определении параметров рабочего цикла с использованием аммиака учитываются физико-химические свойства компонентов смесевого топлива.

Низшая теплота сгорания смесевого топлива $H_u^{\text{см}}$ определяется:

$$H_u^{\text{см}} = (1 - q) \cdot H_u^{\text{дт}} + q \cdot H_u^{NH3} \qquad (5)$$

где q – доля аммиака в смесевом топливе;

$H_u^{\text{дт}}, H_u^{NH3}$ – низшая теплота сгорания дизельного топлива и аммиака, кДж/кг.

Для обеспечения мощности, соответствующей нагрузке двигателя, необходимо выполнение условия:

$$\Delta m_{NH3} \cdot H_u^{NH3} = \Delta m_{\text{ДТ}} \cdot H_u^{\text{ДТ}}, \qquad (6)$$

где $\Delta m_{NH3}, \Delta m_{\text{ДТ}}$ – масса подаваемого аммиака и ДТ за цикл, кг.

Требуемое количество подаваемого аммиака за один рабочий цикл

$$\Delta m_{NH3} = \Delta m_{\text{ДТ}} \cdot \frac{H_u^{\text{ДТ}}}{H_u^{NH3}} \qquad (7)$$

Далее определяются:

– приведенные элементарный химический состав и низшая теплота сгорания смесевого топлива:

$$C_{\text{Nпр}} = g_{\text{т}} \cdot C_{\text{Nт}} + (1 - g_{\text{т}}) \cdot C_{\text{N}}, \qquad (8)$$

$$C_{\text{Спр}} = g_{\text{т}} \cdot C_{\text{Ст}} + (1 - g_{\text{т}}) \cdot C_{\text{С}}, \qquad (9)$$

$$C_{\text{Нпр}} = g_{\text{т}} \cdot C_{\text{Нт}} + (1 - g_{\text{т}}) \cdot C_{\text{Н}}, \qquad (10)$$

$$C_{\text{Опр}} = g_{\text{т}} \cdot C_{\text{От}} + (1 - g_{\text{т}}) \cdot C_{\text{О}}, \qquad (11)$$

$$H_{\text{u пр}} = g_{\text{т}} \cdot H_{\text{uт}} + (1 - g_{\text{т}}) \cdot H_{\text{u}}, \qquad (12)$$

где $g_{\text{т}}$ - массовая доля аммиака в цикловой подаче смесевого топлива;

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

$C_{\text{С}}$, $C_{\text{Н}}$, $C_{\text{О}}$ – химический состав ДТ в массовых долях.

– теоретически необходимое количество воздуха (в массовых и объемных единицах) для сгорания 1 кг топлива:

$$L'_{0\ \text{пр}} = [(8 / 3)\ C_{\text{Спр}} + 8\ C_{\text{Нпр}} - C_{\text{Опр}} - C_{\text{Nпр}}] / 0{,}232, \qquad (13)$$

$$L_{0\ \text{пр}} = [(1 / 12)\ C_{\text{Спр}} + (1 / 4)\ C_{\text{Нпр}} - (1 / 32)\ C_{\text{Опр}} - (1/28)\ C_{\text{Nпр}}] / 0{,}21, \qquad (14)$$

– понижение температуры газовоздушной смеси от испарения жидкого аммиака, подаваемого во впускной коллектор после компрессора на впуске

$$\Delta T_{\text{т}} = g_{\text{т}}\, L_{\text{т}} / (\alpha\, L'_{0\ \text{пр}}\, c_{\text{р в}} + g_{\text{т}}\, c_{\text{р т}}), \qquad (15)$$

– температура воздуха после компрессора

$$T'_к = T_о\,(p_к/p_о)^{(n_н - 1)/n_н}\ , \qquad (16)$$

– температура аммиачно-воздушной смеси в начале такта впуска

$$T_к = T'_к\ -\ \Delta T_{охл} -\ \Delta T_т \qquad (17)$$

Температура аммиачно-воздушной смеси с подачей аммиака после компрессора во впускной коллектор при давлении 0,156 МПа составляет 307 К.

В связи с невозможностью измерения расхода воздуха на полноразмерном двигателе в условиях моторного отделения маневрового тепловоза расход воздуха $G_в$ определялся согласно рекомендациям проф. Б.А. Шароглазова

$$G_в = i\cdot V_h\cdot(n/120)\cdot p_k\ /\ (R\cdot T_k)\cdot\eta_v\cdot\Phi_{пр} \qquad (18)$$

где

$$\eta_v = \{(p_a/p_k)+[(p_a/p_k) - (p_r/p_k)]\cdot(\varepsilon-1)^{-1}\}\cdot T_k/(T_k+\Delta T_{охл}) \qquad (19)$$

$\Phi_{пр}$ – коэффициент продувки, равен 1,05.

В результате расчета при η_v = 0,953 получаем расход воздуха $G_в$ =1,69 кг/с

Изменение топливной экономичности двигателя с увеличением доли аммиака (табл.1) объясняется увеличением продолжительности сгорания φ_z вследствие снижения скорости сгорания, коэффициента эффективности процесса сгорания ξ и приведенной теплоты сгорания $H_{u\ пр}$ смесевого топлива при неизменном коэффициенте избытка воздуха, равным 2,28.

Таблица 1

Параметры процесса сгорания и показатели рабочего цикла (номинальный режим работы двигателя 6ЧН 31,8/33: частота вращения коленчатого вала n = 750 мин$^{-1}$, мощность 882 кВт).

Компоненты моторного топлива	Параметры процесса сгорания и показатели рабочего цикла дизеля 6ЧН31,8/33							
	ξ	φ_z, град ПКВ	g_i, г/кВт·ч	p_{max}, МПа	T_{max}, К	$H_{uпр}$, МДж/кг	$L_{0пр}$, 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	300,07	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
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, $L_{0пр}$ − приведенное теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг смесевого топлива, η_i − индикаторный КПД цикла, $Hu_{пр}$ − приведенная низшая теплота сгорания топлива.								

Изменение коэффициента эффективности процесса сгорания ξ определяется продолжительностью φ_z сгорания топлива, коэффициентом избытка воздуха α и частотой вращения n коленчатого вала дизеля в соответствии с уравнением (3).

Характерно, что наиболее интенсивное ухудшение топливной экономичности двухтопливного дизеля наблюдается при замещении ДТ аммиаком более 50%, т.е. при увеличении относительной доли σ аммиака при в общей подаче топлива более чем на 20 %. Об этом свидетельствует повышение удельного индикаторного расхода g_i топлива и, соответственно, снижение индикаторного КПД η_i рабочего цикла (рисунок 1.)

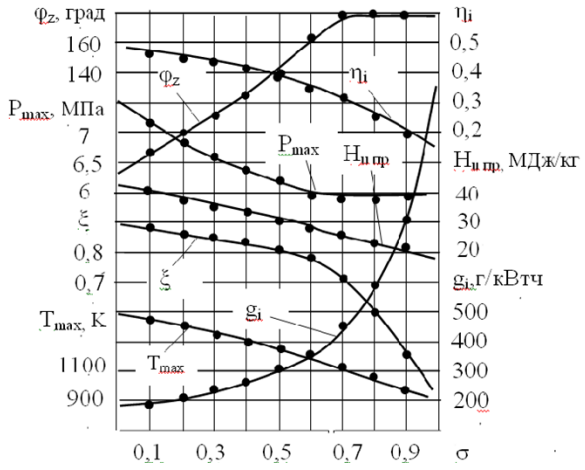


Рис. 1. Влияние относительной доли σ аммиака в смесевом топливе на параметры процесса сгорания и показатели рабочего цикла дизеля 6ЧН31,8/33 (p_i = 1,1 МПа = const, α = 2,38 = const, θ = 5 град ПКВ = const, n_1 = 1,36 = const, n_2 = 1,34 = const, $p_к$ = 0,155 МПа = const, $\Delta T_к$ = 60°С = const)

Для оценки необходимых параметров подачи аммиака во впускной коллектор двигателя тепловоза в зависимости от режима работы, повышения эффективности и экологичности рабочего цикла используется понятие эффективного перемещения клапанов в течение периода продувки, представляющее собой условную постоянную величину, позволяющую упростить математическое моделирование процесса.

Перемещения впускного и выпускного клапанов в функции от угла ПКВ вблизи ВМТ приведены на рисунке 2.

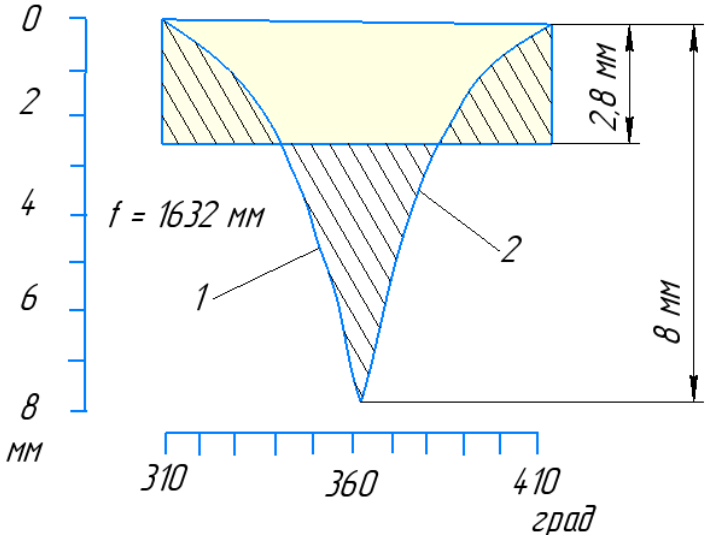


Рис. 2. Зависимость перемещения впускного и выпускного клапанов от угла ПКВ в районе ВМТ: 1 – впускной клапан, 2 – выпускной клапан.

Геометрические параметры и расчетные допущения:

– максимальный ход клапанов – 8,0 мм;

– эффективное перемещение клапанов в период продувки – 2,8 мм;

– относительное эффективное перемещение – 35 % от максимального хода.

Применение понятия эффективного перемещения клапанов основано на следующих физических предпосылках:

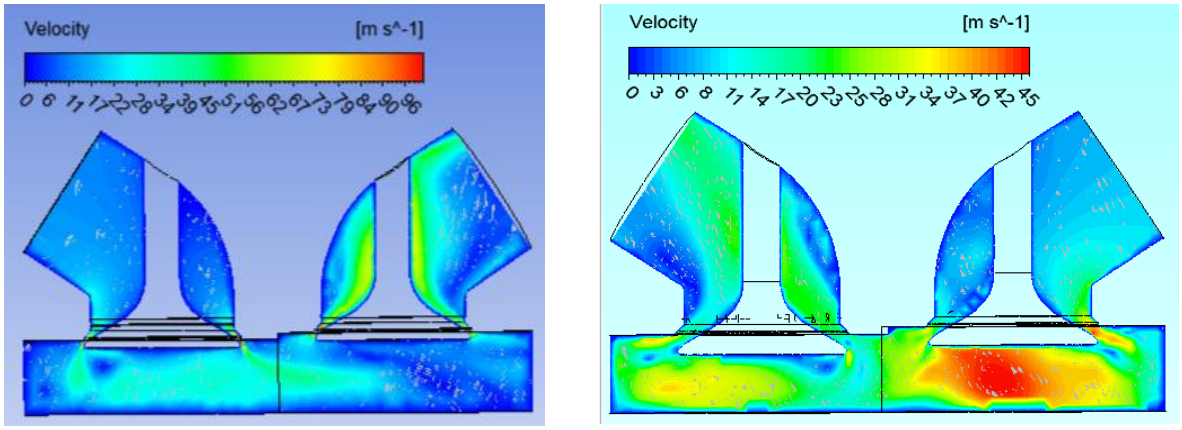
– нестационарный характер реального процесса газообмена;

– существенная нелинейность изменения проходного сечения;

– наличие переходных гидродинамических эффектов.

Для выполнения расчетной оценки расхода газовоздушной смеси в процессе продувки цилиндра дизеля применен комплексный подход с использованием программного обеспечения ANSYS CFX, основанного на решении системы уравнений Навье-Стокса.

Созданы твердотельная и конечно-элементная модели продувочного тракта. Полученные модели позволяют провести детальный анализ расходных характеристик и оценить гидравлические потери в продувочном тракте. Визуализация полей скоростей, представленная на рисунке 3, позволяет провести сравнительный анализ структуры потока в продувочном тракте при различных режимах работы дизеля.



а) б)

Рис. 3. Поля скоростей в сечениях впускных и выпускных каналов головки цилиндров и клапанных щелей МГР при продувке цилиндра на режимах: а) $N_e = N_{e\text{ном}}$ и б) $N_e = 25\%\ N_{e\text{ном}}$

Режим номинальной мощности $N_{e\text{ном}}$ характеризуется:

– формированием равномерного распределения скоростей потока;

– оптимальным заполнением проточной части;

– минимальными зонами рециркуляции.

На режиме малых нагрузок $N_e = 25\%\ N_{e\text{ном}}$ наблюдаются:

– зоны с выраженным неравномерным распределением скоростей;

– локальные области повышенной турбулизации потока;

– увеличение гидравлических сопротивлений;

Средний расход газовоздушной смеси при продувке, полученный в программном комплексе ANSYS CFX, 0,048 кг/с или в отношении к общему

расходу смеси в исследуемом дизеле (1,7 кг/с) составляет: (0,048 / 1,7) · 100 % = 2,8 %

Полученные результаты свидетельствуют о влиянии режима работы дизеля на структуру и характеристики потока газовоздушной смеси в сечениях впускных и выпускных каналов головки цилиндров и клапанных щелей МГР в период продувки.

Если пары аммиака поступают в выпускную подсистему дизеля, то оксиды азота превращаются в азот и водяной пар. Оксиды азота, которые в основном состоят из NO и NO_2, конвертируются при этом согласно следующим схемам химических реакций:

$$4NO + 4NH_3 + O_2 = 4N_2 + 6H_2O,$$
$$6NO_2 + 8NH_3 = 7N_2 + 12H_2O.$$

Из приведенных уравнений следует, что конверсия оксидов азота не создает вторичных загрязнителей, так как продуктами реакции являются только азот и водяной пар. Оценка потребного расхода аммиака для нейтрализации оксидов азота выполнена из условия, что в отработавших газах из общего количества оксидов азота содержится 95 % окислов азота NO и 5 % двуокиси азота NO_2.

Таким образом, согласно схемам химических реакций, опустив промежуточные вычисления, получаем, что для расщепления 1кг оксидов азота NO_x необходимо 0,563 кг паров аммиака.

На номинальном режиме работы исследуемого дизеля расход топливовоздушной смеси составляет G_B = 1,7 кг/с. Учитывая коэффициент избытка воздуха 50% замещение ДТ аммиаком расход ДТ составит Gд = 0,0257 кг/с. В связи с тем, что низшая теплота сгорания аммиака равна Hu = 18,6 МДж/кг, а ДТ – Hu = 42,5 МДж/кг, расход аммиака увеличен пропорционально соотношению значений низшей теплоты сгорания и равен G_{AM} = 0,0596 кг/с. Фактическое образование оксидов азота составляет 41,63 кг/ч или 0,01156 кг/с.

За время продувки из впускного клапана в цилиндр и далее в выпускной коллектор поступает 2,8 % газовоздушной смеси, следовательно, в выпускную подсистему поступает 0,028 · 0,0596 = 0,00166 кг/с аммиака. Это составляет 14,4 % от поступившего расхода оксида азота. Учитывая, что для расщепления 1кг оксидов азота NO_x необходимо 0,563 кг или 56,3 % паров аммиака, что много больше, чем фактическое поступление при продувке цилиндров – 14,4 %.

Третья глава посвящена проектированию системы подачи аммиака во впускной коллектор дизеля тепловоза. В основу системы положены следующие положения:

– минимальное изменение штатной конструкции двигателя достигается использованием штатного штуцера во впускном коллекторе;

– аммиак подается в жидком виде без предварительного испарения за турбокомпрессором;

– для получения оптимальных характеристик двигателя по вредным выбросам целесообразно замещать ДТ аммиаком в диапазоне 40-60 %.

На рисунке 4 приведено распыливающее устройство в разрезе и место его монтажа. Устройство имеет распыливающие отверстия по аналогии со

струйными форсунками. Работу распыливающего устройства характеризуют следующие параметры: расход и давление жидкого аммиака на входе в распыливающие отверстия.

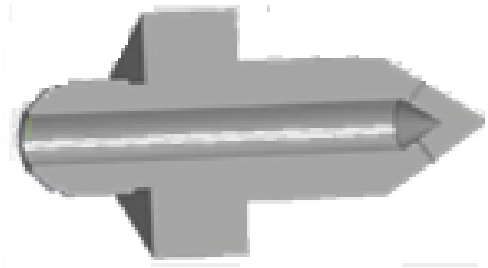


Рис. 4. Распыливающее устройство, монтируемое во впускной коллектор двигателя тепловоза

Расход жидкого аммиака G определяют из уравнения массового расхода:

$$G = \mu \cdot F_c \sqrt{2 \cdot (\Delta p/\rho)} \text{ кг/с}, \quad (20)$$

где F_c – площадь сечения распыливающих отверстий , м^2;

Δp – перепад давлений на входе и выходе из отверстий, Па;

ρ – плотность, кг/м^3;

μ – коэффициент расхода;

Уравнение для определения расхода жидкого аммиака получено исходя из условия, что статический перепад давления на распыливающем отверстии преобразуется в динамический скоростной напор, согласно

$$\Delta p = \frac{\rho \cdot w^2}{2}, \quad (21)$$

где ρ – плотность жидкого аммиака;

w^2 – скорость жидкого аммиака в отверстии в квадрате;

$\frac{\rho \cdot w^2}{2}$ – динамический скоростной напор.

Из уравнения (21) можно определить скорость истечения жидкого аммиака

$$w = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}, \text{ м/с}. \quad (22)$$

Из уравнения (20) вычисляем суммарную площадь сечений распыливающих отверстий с учётом коэффициента расхода

$$\mu \cdot F_c = \frac{G}{\sqrt{2 \cdot (\frac{\Delta p}{\rho})}}, \text{ м}^2. \quad (23)$$

и определяем перепад давления Δp жидкого аммиака на входе и выходе из отверстий

$$\Delta p = \frac{G^2 \cdot \rho}{(\mu \cdot F_c)^2 \cdot 2}, \text{ Па} \quad (24)$$

На рис. 5 приведены зависимости расходов аммиака и давления подачи при двух распыливающих отверстиях с различными размерами. На частичных нагрузках 25-50% от $N_{еном}$ подача аммиака осуществляется через распыливающие отверстия с суммарной площадью проходных сечений f = 0,3 мм².

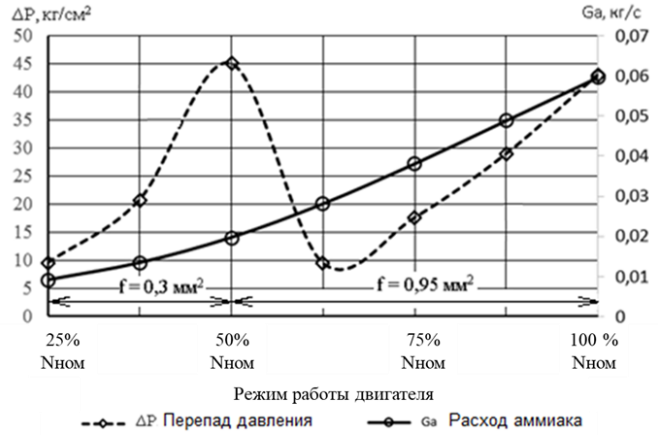


Рис. 5. Зависимости расхода и давления подачи аммиака при двух размерах отверстий от режима работы двигателя

Диапазон рабочего давления при этом варьируется от 0,95 до 4,5 МПа, обеспечивая расход аммиака G_a = 0,009 кг/с. При переходе на нагрузки 50%–100% $N_{еном}$ площадь суммарного проходного сечения увеличивается до f = 0,95 мм², что при давлении 0,95 - 4,3 МПа позволяет обеспечить расход аммиака G_a = 0,0596 кг/с.

С помощью комплекса вычислительной газодинамики FLUENT проведён расчёт трёхмерной модели проточной части с целью определения полей скоростей и давлений, концентрации паров аммиака во впускном коллекторе. Расчет выполнен методом конечных элементов для симметричного сектора пространства впускного коллектора с разбиением расчётного объёма на 1.5 млн. элементов. При построении расчетной области и задании граничных условий приняты 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;

– модель учета влияния турбулентных пульсаций, основанная на модели распада вихря Д. Сполдинга;

– модель течения, основанная на уравнении Навье-Стокса в форме Рейнольдса и гипотезе Буссинеска;

– конечно-элементная модель проточной части представляет собой неструктурированную конечно-элементную сетку с локальным сгущением в зависимости от особенностей конструкции и изучаемого процесса.

Полученные в результате расчётов величины усредняются по расходу (*Mass-Weight Average*) в среде FLUENT. При расчетах задавались следующие исходные данные: коэффициент избытка воздуха α = 2,27, расход воздуха $G_в$ = 1,7 кг/с, расход аммиака G_{NH3}= 0,0596 кг/с.

Поля концентраций аммиака в патрубке первого цилиндра приведены на рисунке 6. Неравномерность концентрации аммиака по сечению канала на расстоянии 35 см от распыливающего устройства снижается не более, чем на 0,2 %.

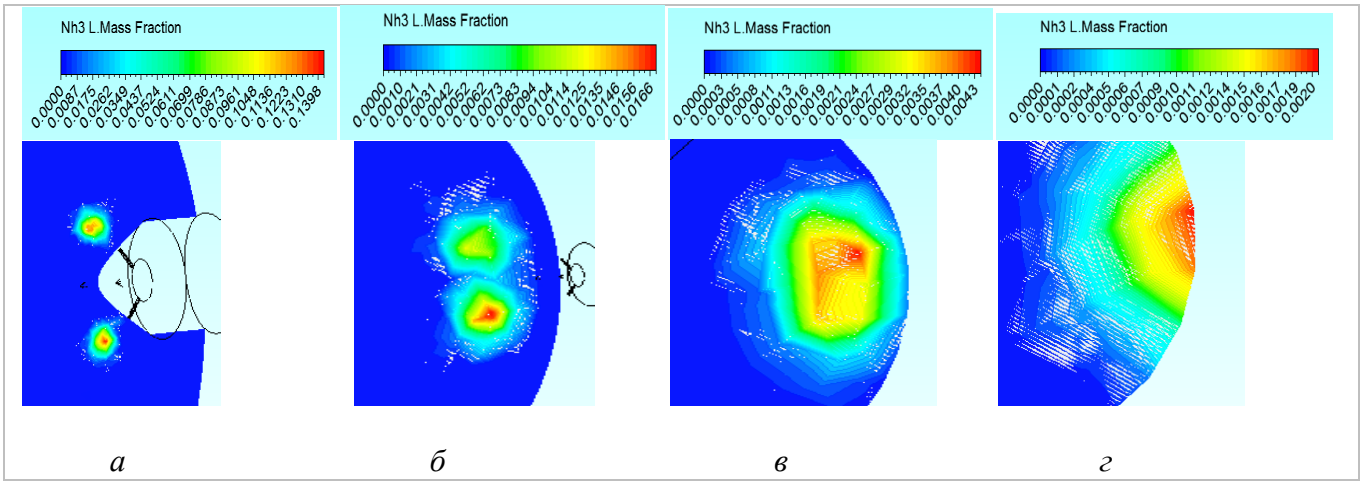


Рис. 6. Поля концентраций аммиака на расстоянии 1 см (*а*), 3 см (*б*), 7 см (в) и 35 см (г) от распыливающего устройства

В четвертой главе представлена программа и методика проведения экспериментальные исследований, позволяющая проводить оценку влияния добавки аммиака на эффективность и экологическую безопасность двигателя. Исследования способа подачи аммиака во впускной коллектор двигателя 6ЧН 31,8/33 тепловоза ТЭМ18ДМ проведены в условиях станции реостатных испытаний и пункта экологического контроля локомотивного депо Самара.

Жидкий аммиак подавался из баллона емкостью 40 литров с давлением 14,7 МПа с выходом на редуктор и далее на вход во впускной коллектор за компрессором (давление контролировалось по манометру). При испытании двигателя на режимах 25% и 50% от $N_{e\ ном}$ устанавливалось распыливающее устройство с двумя отверстиями d = 0,44 мм с давлением на входе 1,0 и 4,8 МПа, а на режимах 75% и 100% от $N_{e\ ном}$ – с двумя отверстиями d = 0,76 мм с давлением на входе 3,1 и 4,6 МПа.

Для подачи жидкого аммиака из баллона к распыливающему устройству использовался шланг высокого давления для аммиака AMX 13 PA Ø13. В связи с пониженной скоростью сгорания аммиака угол опережения подачи дизельного топлива увеличивался на 3-5 град ПКВ, используя электронную систему управления впрыском топлива (ЭСУВТ). Измерения производились при переходе с номинального режима на 75%, 50% и 25% от $N_{e\ ном}$ изменением тока реостатом до величин, указанных в Инструкции на реостатные испытания.

Программа и методика проведения испытаний по оценке влияния подачи аммиака во впускной коллектор на эффективность и экологичность двигателя маневрового тепловоза выполнена соответствовали ГОСТ 33754 – 2016 «Выбросы вредных веществ и дымность отработавших газов автономного тягового и моторвагонного подвижного состава. Нормы и методы определения». При испытаниях для каждого режима работы двигателя проводилось 3 измерения концентраций выбросов вредных веществ в отработавших газах. Погрешность измерений составила 5-10 %.

Для поддержания мощности двигателя расход аммиака в 2,32 раза больше, чем ДТ в соответствии с отлаженной программой регулирования разницы в

теплоте сгорания. Поэтому удельный расход смесевого топлива выше, но это не приводит к удорожанию при эксплуатации в связи с тем, что аммиак в 4-5 раз дешевле дизельного топлива.

В пятой главе приведены результаты экспериментального исследования параметров двигателя при подаче аммиака во впускной коллектор по скоростной и нагрузочной характеристикам. Регулировочные характеристики определяются как изменение параметров распыливающего устройства от суммарной площади проходного сечения *f* отверстий (таблица 2).

Таблица 2

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

Режим работы двига-теля	n, мин$^{-1}$	N_e, кВт	$G_{тсм}$, кг/с	$G_в$, кг/с	$G_{тдт}$, кг/ч	$G_{тдт}$, кг/с	$\alpha_{дт}$	$\alpha_{см}$	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% $N_{e\ ном}$	750	882	0,0853	1,7	185,1	0,05142	2,3	2,34	92,6	0,02571	214,6	0,0596
75% $N_{e\ ном}$	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% $N_{e\ ном}$	400	268	0,0282	0,63	61,0	0,01693	2,59	2,628	30,5	0,00847	71	0,0196
25% $N_{e\ ном}$	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 таблицы 3 при сохранении номинальной мощности двигателя массовый расход аммиака превышает расход ДТ в 2,32 раза. Несмотря на рост удельного эффективного расхода смесевого топлива (рис. 7), применение аммиака экономически целесообразно, поскольку его стоимость в 4–5 раз ниже стоимости ДТ, что компенсирует увеличенный объём в эксплуатации. Расход ДТ в составе смесевого топлива существенно ниже.

Удельные индикаторные расходы при 100 % $N_{e\ ном}$ (расчет и эксперимент) составляют для ДТ $g_i^{расч}$ = 175,1 г/кВт·ч (табл. 1), $g_i^{эксп}$ = 178,5 г/кВт·ч (табл. 3) и для СТ $g_i^{расч}$ = 300,7 г/кВт·ч (табл. 1), $g_i^{эксп}$ = 286,5 г/кВт·ч (табл. 3), что свидетельствует о достаточном уровне верификации в 1,9 % и 4,5 %.

Таблица 3

Индикаторные и эффективные показатели двигателя 6ЧН31,8/33 (1-ПД4Д) тепловоза ТЭМ18ДМ при различных режимах работы на дизельном и смесевом топливах

Показатели рабочего цикла и двигателя	Режим работы двигателя, % от номинальной мощности $N_{e\ ном}$							
	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 двигателя								
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	398,45	687,27	696,3	1067,8	1073,76
Индикаторный КПД дизеля 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	157,4	83,5	175,28	76,5	173,44	84,7	178,5	86,2
Удельный индикаторный расход NH_3, g_{ia},г/кВт·ч	-	190,9	-	178,16	-	196,7	-	198,8
Удельный индикаторный расход СТ $g_{icм}$, г/кВт·ч	-	274,4	-	254,7	-	281,48	-	286,5
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 $p_м$, МПа	0,13		0,15		0,17		0,19	
Механический КПД дизеля $\eta_м$	0,69	0,704	0,77	0,778	0,809	0,81	0,826	0,827
Эффективный КПД дизеля 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 смесевого топлива $g_{ecм}$, 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 $G_т$, 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 смесевого топлива, кг/ч	-	46,0	-	101,5	-	196	-	307,2

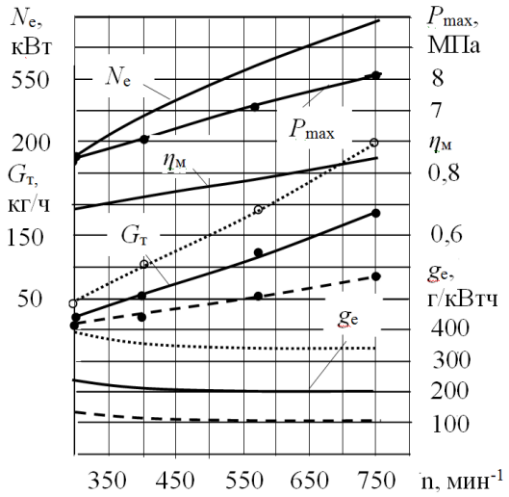


Рис. 7. Изменение показателей дизеля 6ЧН31,8/33 в зависимости от частоты вращения коленчатого вала при работе на дизельном и смесевом топливах

..... – смесевое топливо (СТ)

—— – дизельное топливо (ДТ)

---- – ДТ в составе смесевого топлива (СТ)

Экспериментальные зависимости на рисунках 8-10 свидетельствуют, что при значениях площади проходных сечений f = 0,95 мм^2 отверстий распыливающего устройства, соответствующих расходу аммиака G_a = 0,0596 кг/с, наблюдается максимальный эффект снижения выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

При подаче аммиака концентрации оксида углерода CO на режиме до 50% $N_{e\ ном}$ изменяются незначительно, а на режиме 50-100% $N_{e\ ном}$ снижаются на 30-40%. Концентрации оксидов азота NO_x на режиме до 50% $N_{e\ ном}$ снижаются на 10-20%, а на режиме 50-100% $N_{e\ ном}$ на 30-50% в зависимости от расхода аммиака. Причиной снижения концентраций NO_x является снижение температуры сгорания топливовоздушной смеси.

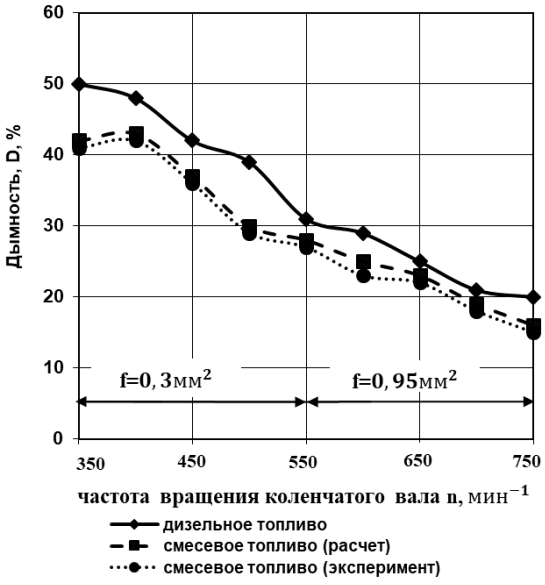


Рис. 8. Изменение степени дымности *D* в зависимости от мощности двигателя при двух значениях площади *f* проходных сечений отверстий распыливающего устройства

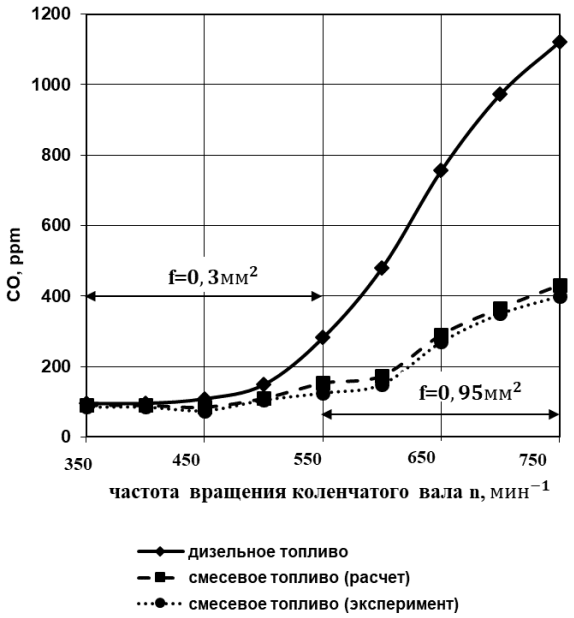


Рис. 9. Изменение концентраций *CO* в зависимости от мощности двигателя при двух значениях площади *f* проходных сечений отверстий распыливающего устройства

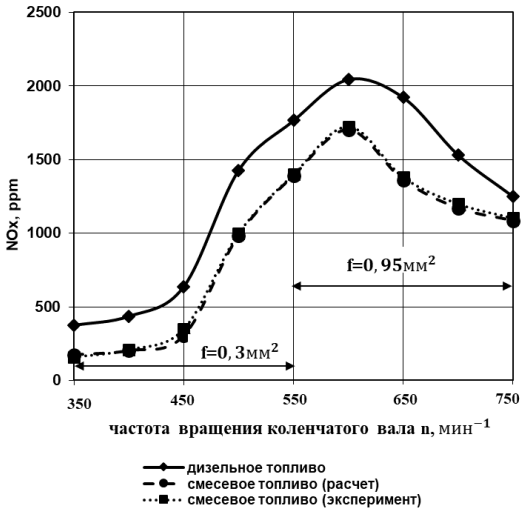


Рис. 10. Изменение концентрации оксидов азота NO_x в зависимости от мощности двигателя при двух значениях площади *f* проходных сечений отверстий распыливающего устройства

В заключении обобщены и формулируются основные результаты расчетно-теоретических и экспериментальных исследований.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

1. На основании проведенного анализа установлено, что аммиак целесообразно использовать в двухтопливном режиме, при котором доля аммиака в жидком виде по массе при смешении с дизельным топливом варьируется в диапазоне от 40 до 50 %. Применение аммиака в качестве компонента моторного топлива целесообразно для средне- и малооборотных тепловозных дизелей с реализацией внешнего смесеобразования при подаче во впускной коллектор после компрессора наддува.

2. Адаптирована математическая модель рабочего цикла двигателя маневрового тепловоза при использовании аммиака в качестве компонента моторного топлива, учитывающая массовый расход аммиака, долю и теплоту сгорания в смесевом топливе для оценки показателей мощности и экономичности рабочего цикла. Для сохранения эффективных показателей двигателя маневрового тепловоза расход аммиака по сравнению с расходом дизельного топлива должен быть увеличен в 2,32 раза.

3. В результате расчета показателей рабочего цикла получено, что с увеличением относительной доли аммиака свыше 20% при постоянном среднем индикаторном давления наблюдается существенный рост удельного индикаторного расхода топлива и, соответственно, снижение индикаторного КПД рабочего цикла.

4. Разработаны и экспериментально исследованы способ и устройство подачи и смешения аммиака с воздухом на впуске с определением основных параметров системы подачи аммиака во впускной коллектор дизеля 6ЧН 31,8/33 при изменении давления подачи от 0,95 до 4,5 МПа:

– на частичных нагрузках (25%-50% $N_{e\ ном}$) обеспечение расхода аммиака G_a = 0,009 кг/с достигается применением диаметра распыливающих отверстий 0,44 мм с суммарным проходным сечением отверстий f = 0,3 мм²;

– на высоких нагрузках (50%-100% $N_{e\ ном}$) обеспечение расхода аммиака G_a = 0,0596 кг/с достигается применением диаметра распыливающих отверстий 0,76 мм с суммарным проходным сечением отверстий f = 0,95 мм².

5. Расход газовоздушной смеси при продувке цилиндра с подачей аммиака в впускной коллектор составляет в среднем 2,4 % от суммарного расхода газовоздушной смеси на номинальном режиме работы двигателя маневрового тепловоза. Эффективное перемещение клапанов газораспределения на протяжении процесса продувки составляет 2,8 мм. Для исключения попадания паров аммиака при продувке цилиндра в выпускную систему и далее в атмосферу на номинальном режиме работы дизеля необходимо ограничить подачу аммиака до 15…17 % от общей цикловой подачи смесевого топлива.

6. Проведенные экспериментальные исследования работы дизеля 6ЧН31,8/33 в условиях станции реостатных испытаний и пункта экологического контроля показали повышение на 24 - 62% удельного эффективного расхода смесевого топлива по сравнению с дизельным топливом. Однако при этом достигнуто снижение удельного эффективного расхода дизельного топлива в составе смесевого топлива на 51,9 – 48,6% в зависимости от режима работы дизеля. Экспериментально установлено улучшение экологических показателей исследуемого дизеля за счет уменьшения выбросов вредных веществ с отработавшими газами, в частности, показателя дымности до 16%, оксида углерода CO до 40%, оксидов азота NO_x до 50%.

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ, ОТРАЖАЮЩИХ ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАБОТЫ

Статьи в изданиях, входящих в перечень ВАК рецензируемых научных изданий или приравненных к ним:

1. 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 (13 с./ 2 с.) (**ВАК**).

2. 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 (7 с./2 с.) (**ВАК**).

3. 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. (**Scopus**) (5 с. / 1 с.).

Другие публикации:

4. **Карпенко, М. Ю**. Оценка параметров подачи водорода, полученного путем диссоциации доли аммиака в систему газовоздушного тракта автономного локомотива / М.Ю. Карпенко // Транспортное дело России. – 2025. – № 8. – С. 136-139.

5. Росляков, А.Д. Моделирование индикаторного процесса среднеоборотного тепловозного двигателя 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. (12 с./ 2 с.).

6. 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. (9 с./1 с.).

7. 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. (12 с. / 2 с.).

Авторские свидетельства, патенты

8. Патент на изобретение RU 2811851. Способ подачи и смешения аммиака с воздухом перед подачей в цилиндры дизельного двигателя и устройство для его осуществления / Росляков А.Д., Клочков Ю.С., Курманова Л.С., Петухов С.А., **Карпенко М.Ю.,** Миронов Е.С. – опубл. 18.01.2024 г. Б.И. № 2.

9. Патент на изобретение RU 2830609. Способ подачи аммиака во впускную систему дизельного двигателя / Росляков А.Д., Лазарев Е.А., Курманова Л.С., Петухов С.А., **Карпенко М.Ю.,** Пешков А.Б. – опубл. 22.11.2024 г. Б.И. № 33.

10. Патент на изобретение RU 2867409. Способ и устройство подачи водорода в качестве компонента моторного топлива в газодизель на основе диссоциации аммиака /Аколова В.А., Курманова Л.С., Петухов С.А., **Карпенко М.Ю.**– опубл. 21.08. 2025 г. Б.И. № 24.

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)

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

Подписано в печать 21.10.2026. Формат 60×84 1/16. Печать цифровая.
Усл. печ. л. 1,16. Уч.-изд. л. 1. Тираж 100 экз. Заказ 226/266.

Отпечатано в типографии Издательского центра ЮУрГУ.
454080, г. Челябинск, проспект Ленина, 76.