

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»
Институт машиностроения
(наименование института полностью)
Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование кафедры)
13.04.03 «Энергетическое машиностроение»
(код и наименование направления подготовки)
Энергетические установки транспортных систем
(направленность (профиль))

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему Взаимосвязь токсичности отработавших газов с характеристиками
процесса сгорания при переходе с бензина на природный газ в ДВС с
искровым зажиганием

Студент(ка)

В.А. Каверин

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный руководитель

В.В. Смоленский

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель магистерской
программы

д.т.н., профессор А.П. Шайкин

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

(личная подпись)

« _____ » июня 2019 г.

Допустить к защите

Зав. кафедрой «ЭМСУ»

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

(личная подпись)

« _____ » июня 2019 г.

Тольятти 2019

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1 Изучение литературы для выявления и оценка наличия взаимосвязи токсичности отработавших газов с характеристиками процесса сгорания при переходе с бензина на природный газ в ДВС с искровым зажиганием	7
1.1 Роль научных исследований в развитии современного энергетического машиностроения	7
1.2 Метод исследования процесса сгорания	10
1.3 Повышение эффективности за счет обеднения смеси	11
1.4 Предельные значения выбросов для газовых двигателей с обедненной концепцией.....	13
1.5 Механизм образования продуктов неполного сгорания в поршневых ДВС с искровым зажиганием.....	16
ГЛАВА 2 Описание экспериментальной части диссертационного исследования	22
2.1 Экспериментальная установка	23
ГЛАВА 3 Оценка наличия взаимосвязи токсичности отработавших газов с характеристиками процесса сгорания при переходе с бензина на сжатом природном газе в ДВС с искровым зажиганием	34
3.1 Результаты экспериментальных исследований	34
ГЛАВА 4 Взаимосвязи токсичности отработавших газов с характеристиками процесса сгорания при переходе с бензина на природный газ в ДВС с искровым зажиганием	47

ЗАКЛЮЧЕНИЕ	61
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ	62

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. В работе рассматриваются вопросы влияния термодинамических характеристик процесса сгорания на токсичность в двигателях с искровым зажиганием на примере одноцилиндровой установки УИТ-85. Исследования проводились на сжатом природном газе и сжатом природном газе с добавками газообразного водорода. Также показана связь токсичности отработавших газов с характеристикой электропроводности пламени, отражающей интенсивность процесса горения во фронте пламени.

Термодинамические характеристики процесса сгорания отражают в интегральной форме все его основные проявления. Анализ наличия или отсутствия связи различных термодинамических характеристик с основными токсичными компонентами отработавших газов двигателя показывает нам каким образом лучше влиять на рабочий процесс для обеспечения необходимого снижения токсичности. Данный анализ позволяет лучше выявить те пути воздействия на рабочий процесс, которые принесут наибольший эффект снижения токсичности. Данный анализ проводился для сжатого природного газа и сжатого природного газа с добавками водорода. Эти топлива в настоящее время считаются наиболее вероятной альтернативой жидким углеводородным топливам [1,2].

Целью работы является выявление взаимосвязи токсичности отработавших газов с характеристиками процесса сгорания при переходе с бензина на природный газ в ДВС с искровым зажиганием.

Достижение поставленной цели обеспечивается решением **следующих задач:**

1. провести оценку наличия взаимосвязи токсичности отработавших газов с характеристиками процесса сгорания при переходе с бензина на природный газ в ДВС с искровым зажиганием.
2. выявить возможности снижения токсичности отработавших газов при переходе с бензина на природный газ в ДВС с искровым зажиганием.

Объект исследования: ДВС с искровым зажиганием.

Предмет исследования: процесс сгорания и токсичность отработавших газов.

Методы исследования. Метод экспериментального исследования, метод статистической обработки результатов эксперимента и моделирования рабочего процесса

Достоверность полученных результатов исследования обусловлена большим объемом экспериментов, применением методов статистической обработки данных.

Научная новизна исследования

Выявлены взаимосвязи токсичности отработавших газов с характеристиками процесса сгорания при переходе с бензина на природный газ в ДВС с искровым зажиганием.

Практическая значимость работы:

Выявленные возможности снижения токсичности отработавших газов при переходе с бензина на природный газ в ДВС с искровым зажиганием.

На защиту выносятся:

1. полученные взаимосвязи токсичности отработавших газов с характеристиками процесса сгорания при переходе с бензина на природный газ в ДВС с искровым зажиганием;
2. возможности снижения токсичности отработавших газов при переходе с бензина на природный газ в ДВС с искровым зажиганием.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на научных и обсуждались на семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» и на конференции МНПК в 2018 г.

Публикации. По теме диссертации опубликована 1 печатная работа.

Структура и объем диссертации.

Диссертации состоит из введения, четырех глав, основных результатов и выводов, списка использованных источников из 73 наименования, в

котором 53 на иностранном языке. Работа изложена на 70 страницах машинописного текста, иллюстрированного 4-мя таблицами и 38 рисунками.

ГЛАВА 1 Изучение литературы для выявления и оценка наличия взаимосвязи токсичности отработавших газов с характеристиками процесса сгорания при переходе с бензина на природный газ в ДВС с искровым зажиганием

1.1 Роль научных исследований в развитии современного энергетического машиностроения

В последние годы важность газа как источника энергии постоянно возрастает. Все больше и больше газовых двигателей используются как в стационарной области, так и в качестве генератора для производства электроэнергии или в комбинированных ТЭЦ, а также в мобильной зоне на транспортных средствах и судах. В основном это связано с лучшей доступностью, высокой эффективностью и благоприятным поведением газов. С точки зрения выбросов, есть очевидные преимущества в отношении выбросов CO₂ по сравнению с жидким топливом, поскольку на основе чистой теплотворной способности в молекулах топлива содержится меньше атомов углерода. Заводы по биогазу, число которых почти в четыре раза увеличилось с 850 до 3280 в Германии в период с 1999 по 2006 год (Herdin, 2007), также способствуют сокращению выбросов CO₂. Благодаря этим благоприятным рыночным перспективам для газовых двигателей в последние годы деятельность по развитию увеличилась по всем направлениям. Улучшения были достигнуты с точки зрения максимальной достижимой производительности с точки зрения эффективности и в отношении совместимости различных характеристик газа. Поскольку цели развития становятся все более сложными, и существует высокое ценовое давление как на затраты на разработку, так и на продукт, использование всех технических возможностей разработки газовых двигателей является критическим фактором успеха. Что касается высокой мощности с минимально

возможными выбросами, то основное внимание газовых двигателей уделяется оптимизации процесса сжигания. Пределы находятся на одной стороне предела детонации, а с другой стороны - предельного предела бега, благодаря чему возможное рабочее окно становится все меньше и меньше при увеличении выходной мощности. Для развития процессов горения в дополнение к обширным экспериментальным исследованиям все чаще используются теоретические инструменты.

Одним из важнейших предпосылок для значимого расчета реального процесса является знание процесса сгорания. Поэтому целью этой работы является разработка моделей для надежного прогнозирования процесса горения. Для этого необходимо разработать модели сжигания для двух наиболее распространенных процессов горения для промышленных газовых двигателей, которые основаны на феноменологических подходах. С одной стороны, это обеспечивает широкий диапазон достоверности и, с другой стороны, углубляет понимание взаимодействия сложных внутренних процессов двигателя, поскольку физические и химические процессы, связанные с горением, подробно описаны.

В дополнение к рабочим параметрам соотношения воздуха для горения, времени зажигания, частоты вращения двигателя, давления наддува и температуры загружаемого воздуха, модели также учитывают влияние степени сжатия параметров двигателя и вращения на процесс сжигания. Особое внимание уделяется влиянию состава топливного газа, поскольку эти двигатели работают с широким спектром газов, состав которых также может сильно варьироваться во время работы.

В соответствии с этими требованиями необходимо создать две модели сгорания. Первая модель - описание двигателя Отто в неразделенных камерах сгорания. Для этой цели фаза зажигания и основное сгорание моделируются в двухзонной камере сгорания (рисунок 1.1). Для моделирования основного сгорания сделано предположение о полусферическом фронте пламени, которое распространяется с турбулентной скоростью горения в несгоревшее

и охватывает зону пламени, в которой высвобождается химическая энергия заряда цилиндра.

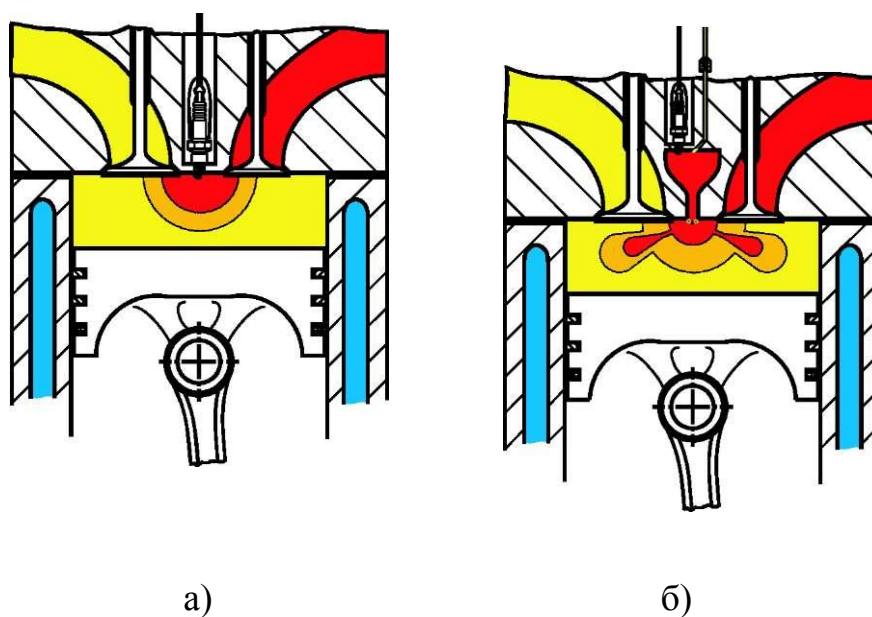


Рисунок 1.1 – Схематическое изображение процесса сгорания: а) с прямым воспламенением в отдельной камере сгорания; б) концепция Воркама с свечей зажигания в топливной камере, промытой топливным газом.

Вторая модель предназначена для сопоставления сжигания предкамерных двигателей. Для предварительной камеры и основной камеры сгорания каждому вводится термодинамическая система, оба из которых снова двухзонные. Такой подход позволяет сопоставить цикл заряда прихожей в дополнение к изменению заряда в основной камере сгорания. Таким образом, можно рассматривать массовые потоки между основной камерой сгорания и прихожей, а также любой предкамерным впрыском газа. Таким образом, соотношение воздуха для горения в предкамере, которое очень важно для сгорания и которое постоянно изменяется при закачке газа и во время сжатия, описано реалистично. Зажигание в предкамере отображается аналогично зажиганию в основной камере сгорания первой модели. Зажигание в основной камере сгорания происходит, когда зона

пламени предкамера достигает отверстий перелива. Затем сначала предполагается сжигание, фронт пламени которого характеризуется процессами перелива и имеет соответствующую клубную структуру. Фаза факела доминирует в фазе с распространением полусферического пламени. Таким образом, учитываются четыре эффекта, которые приводят к характерному увеличению процесса горения в начале сгорания: обычно богатому и, следовательно, быстрому сгоранию в приходе, увеличению фронта пламени в результате вытекающих факелов, турбулентности в результате переполнения и, наконец, переполненный массовый расход, вызванный уносом несгоревших в струях горячей горелки.

1.2 Метод исследования процесса сгорания

Для эффективного создания моделей сгорания была выбрана следующая процедура: сначала были введены в эксплуатацию испытательный стенд двигателя и связанная с ним измерительная цепь, и была записана базовая запись данных. Таким образом, можно было бы автоматизировать оценку данных измерений. На следующем этапе параллельно выполнялась работа по настройке модели и проверке подмоделей.

Для этой цели, для подготовки и настройки модели турбулентности, с одной стороны, испытание двигателя проводилось с помощью зонтичного клапана. Измерение уровня вихря, на которое может влиять положение зонтовых клапанов, проводилось на испытательной установке. С другой стороны, результаты, полученные на испытательной установке вихря, были пересчитаны с помощью моделирования. Исходя из этого, расчеты обмена заряда проводились для анализа внутренних процессов потока двигателя. Пакет программ кинетики реакции использовался в подмодели для расчета скорости ламинарного горения.

После того, как модель для неразделенной камеры сгорания была в значительной степени завершена, была реализована модель для предкамерных двигателей. Для проверки двух моделей сгорания в дополнение к серии измерений, используемой для создания модели, также использовались внешние рабочие точки и данные измерений промышленного партнера.

1.3 Повышение эффективности за счет обеднения смеси

Большинство стационарных газовых двигателей теперь работают однородно и сухо. Одной из основных причин этого является благоприятная эффективность высокого давления. Это можно четко проиллюстрировать с помощью процесса равного пространства, который может быть использован в качестве процесса сравнения для ожогов двигателя Отто. Теоретическая эффективность η процесса выравнивания зависит только от степени сжатия s и изэнтропического показателя k .

Максимальная степень сжатия ограничена поведением детонации при полной нагрузке, а изэнтропический показатель зависит от состава заряда. В реальных метановоздушных смесях показатель изоэнтропии, усредненный по рабочему циклу, колеблется от $k = 1,32$ для стехиометрических смесей до $k = 1,38$ для коэффициентов обедненного воздуха для горения $\lambda = 2$. На рисунке 1.2 показан ход показателя изоэнтропии в течение рабочего цикла для смесей метана и воздуха с различными соотношениями воздуха для горения (рисунок 1.2а). Можно ясно видеть, что при более высоких соотношениях воздуха для горения показатель изоэнтропии выше. Кроме того, показатель изоэнтропии выше при более низких температурах, так что даже более низкие температуры процесса при обедненном сжигании приводят к более высокому изэнтропическому показателю (рисунок 1.2б).

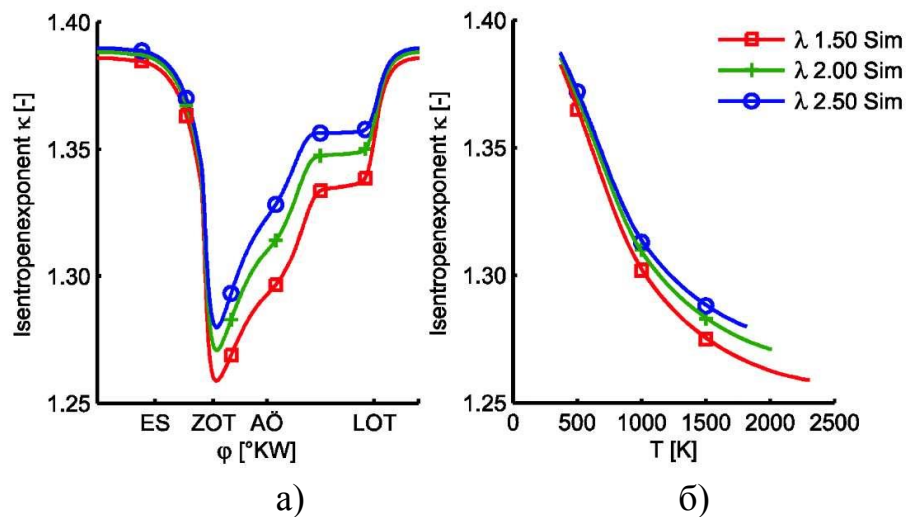


Рисунок 1.2 – Ход показателя изэнтропии в течение рабочего цикла для смесей метана и воздуха

Вычисляя средние изэнтропические показатели различных смесей метана и воздуха, эффективность пространства, оказывается, что с более высоким изэнтропическим показателем и эффективностью выше. При коэффициенте сжатия $\varepsilon = 10$ равновесная эффективность смеси с отношением воздуха для горения $\lambda = 1,5$ составляет около 54%, а в случае более обедненной смеси ($\lambda = 2,5$) - около 56% (рисунок 1.3).

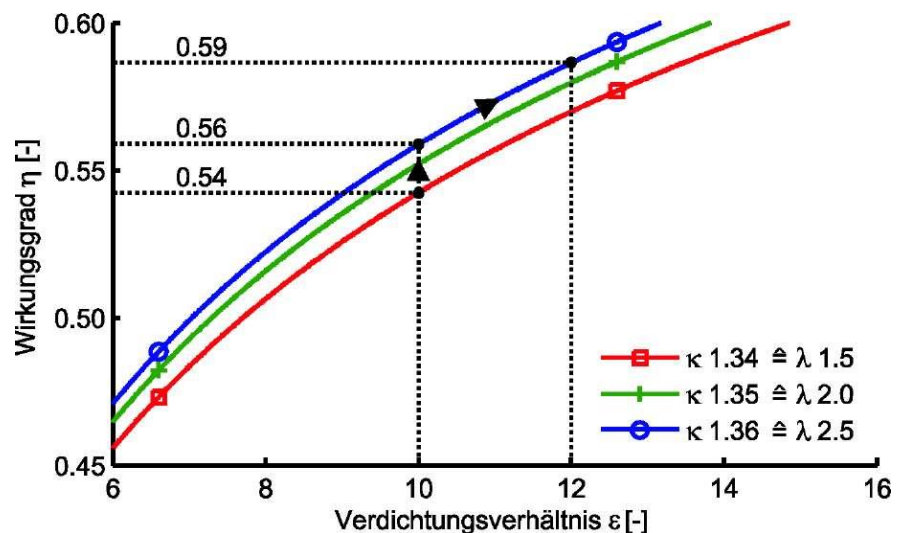


Рисунок 1.3 – Уравнение эффективности смеси при увеличении степени сжатия двигателя

Придерживаясь температуры процесса падения, вы достигаете большего расстояния до предела детонации. Это можно использовать для увеличения коэффициента сжатия. Если в этом примере расчета повышается коэффициент сжатия от $\varepsilon = 10$ до $\varepsilon = 12$, то получается еще 3% эффективности. Кроме того, потери тепла на стенке уменьшаются при более низких температурах процесса, что положительно влияет на эффективность. Кроме того, температура процесса снижает выбросы оксида азота.

Эти соображения показывают, что степень эффективности можно улучшить, опираясь на заряд цилиндра. Но есть и ограничения. Например, увеличение наполнения приводит к более медленным скоростям горения и, следовательно, к более длительному времени горения, что противодействует повышению эффективности. Кроме того, по мере увеличения отношения воздуха для горения воспламеняемость уменьшается, сгорание становится более неустойчивым и колебания цикла возрастают. Вместе с эффектами тушения на стенках камеры сгорания или преждевременным гашением пламени это приводит к неполному сгоранию и, помимо увеличения выбросов углеводородов и формальдегида, также приводит к потерям эффективности, поскольку теплотворная способность несгоревшего топлива не используется

1.4 Предельные значения выбросов для газовых двигателей с обедненной концепцией

Выбросы газовых двигателей регулируются различными нормами выхлопных газов в зависимости от места использования. В Германии стационарные системы кондиционирования воздуха, которые регулируют, среди прочего, выбросы окиси углерода, оксидов азота и формальдегида, применяются к стационарным системам газовых двигателей.

Выбросы в значительной степени зависят от выбранного соотношения воздуха для горения. На рисунке 1.4 показаны сырые выбросы и

эффективность газового двигателя с прямым зажиганием над соотношением воздуха для горения. Кроме того, нижняя левая диаграмма показывает выбросы в стехиометрическом режиме с нижестоящим 3-ходовым каталитическим нейтрализатором. Можно видеть, что выбросы особенно низки в двух областях. Соответственно, соблюдаются два подхода для соблюдения пределов выбросов выхлопных газов. Это, с одной стороны, стехиометрически работающие отработанные газовые двигатели Отто, изначально выхлопные газы которых снижаются с последующим трехходовым катализатором, а также на других газовых двигателях с обедненной концепцией, которые работают при соотношениях воздуха в воздухе около 1,5 и, таким образом, достигают пределов внутри двигателя.

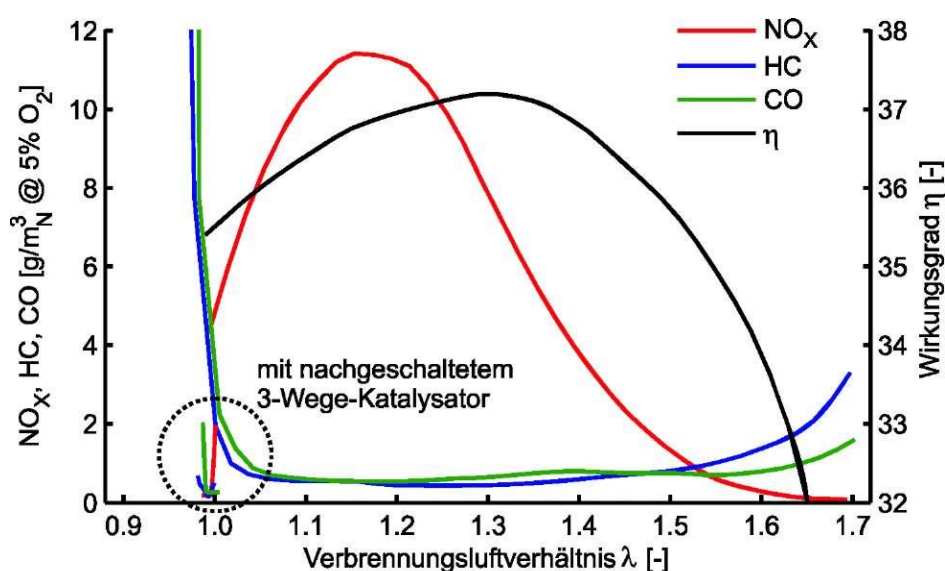


Рисунок 1.4 – Выбросы и эффективность выше отношения воздуха для горения, пример для испытательного двигателя Deutz MWM G 226-4 при работе на природном газе ($n = 1500 \text{ мин}^{-1}$).

Использование катализаторов возможно, особенно в случае специальных газов, таких как биогаз или свалочные газы, которые часто содержат каталитические яды, только в сочетании со сложной циркуляцией топливного газа. По этой причине промышленные газовые двигатели, как правило, разрабатываются как двигатели с повышенной системой нейтрализации отработавших газов. При чрезвычайно высоких условиях

горения воздух является серьезной проблемой для процесса воспламенения или горения в отношении воспламенения и прогорания. Целью разработки процесса сжигания концептуальных газовых двигателей является смена коллапса кривой эффективности в результате замедления и неполного сгорания, насколько это возможно, в сухом диапазоне, чтобы иметь возможность максимально эффективно реализовать теоретический коэффициент полезного действия при очень низком уровне оксида азота. Развитие процесса горения имеет большое значение. Ниже приводятся наиболее распространенные способы горения.

В работах [6-18] были рассмотрены две феноменологические модели сгорания для двигателей с обедненным газом. Одна модель описывает сжигание с неразделенной камерой сгорания и второе сгорание после процесса горения с продувкой предварительной камеры. В обоих случаях моделируются скорость горения и распространение пламени и рассматривается зона пламени. В обеих моделях скорость ламинарного горения метана рассчитывается с учетом давление, температуру, отношение воздуха для горения и содержание остаточного газа. Скорости горения других газовых смесей основаны на измерениях, основанных на эмпирическом масштабном коэффициенте скорости горения природного газа. С помощью этого метода пользователи модели не могут явно моделировать газовые смеси, исследованные в рамках этого проекта. Подтверждение подмодели для определения скоростей ламинарного горения проводилось с помощью кинетических расчетов реакции с программы Хемкин и с помощью кривых испытания и обжига, определенных на испытательном стенде, которые сравнивались с соответствующими результатами моделирования. Для распространения скорости турбулентного горения пламени рассчитаны по скорости ламинарного горения и размерам турбулентности. Турбулентная кинетическая энергия определяется с помощью модели турбулентности, описывающей продукт турбулентности потоками всасывания, сжатия и сгорания, а также диссипацией турбулентной кинетической энергии во

времени. Для конфигурации камеры сгорания с предварительной камерой модель турбулентности была расширена термином, описывающим продукт турбулентности в результате процессов перелива. Для настройки модели турбулентности были проведены расчеты цикла заряда CFD и исследовано влияние турбулентности на процесс горения с помощью экранирующего клапана на стенде двигателя.

1.5 Механизм образования продуктов неполного сгорания в поршневых ДВС с искровым зажиганием

Сгорание в ДВС с искровым зажиганием характеризуется неравновесным составом горючего и окислителя. Так по соотношению горючего и окислителя принято разделять на три основные группы составов смеси:

- Первая группа это богатая смесь, она характеризуется недостатком кислорода в смеси, следовательно продукты неполного сгорания CO (оксид углерода или угарный газ) и C_nH_m (несгоревшие углеводороды) образуются в большем количестве в связи с нехваткой кислорода для полного окисления топлива, при этом чем более богатая смесь тем больше в ней продуктов не полного горения.
- Вторая группа это стехиометрическая смесь, в этой группе составов смеси характерно, что общее количество окислителя в цилиндре двигателя (воздуха) равно теоретически необходимому количеству для полного сгорания топлива, в таком составе смеси продукты неполного сгорания CO и C_nH_m образуются в зонах неравномерного распределения кислорода и топлива в камере сгорания и в зонах гашения пламени, или там где процесс сгорания по различным причинам затруднен.
- Третья группа это бедная смесь, которая характеризуется избытком свободного кислорода, как во фронте пламени так и в продуктах

сгорания, соответственно продукты неполного сгорания CO и C_nH_m образуются в меньшем количестве, так как в объеме происходит полное сгорание, а выход CO и C_nH_m определяется условиями гашения пламени вблизи стенок камеры сгорания или при снижении скорости сгорания до скорости пульсационной составляющей, приводящей к неполному сгоранию во фронте пламени, это явление возможно при составах смеси с коэффициентом избытка воздуха значительно больше стехиометрического, где имеет место неполнота химической реакции связанная с уменьшение интенсивности процесса сгорания и неполным сгоранием во фронте пламени, т.к. при турбулентном горении моли ТВС могут проходить сквозь фронт пламени не сгорая полностью, вследствие чего наблюдаются значительные рост выбросов C_nH_m .

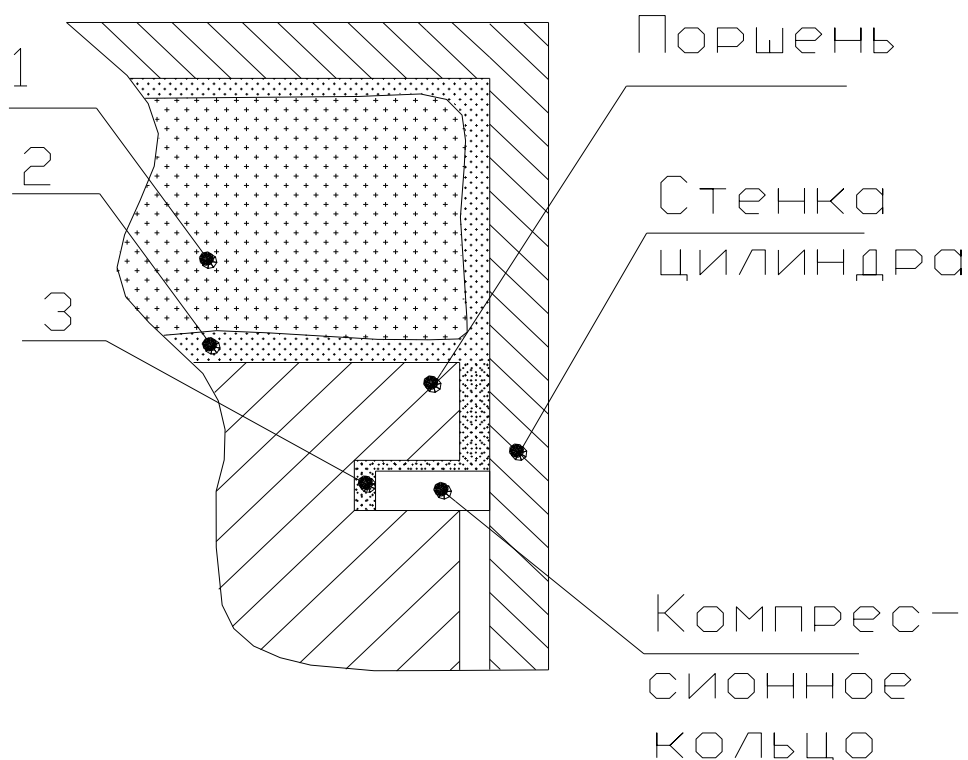


Рисунок 1.5 – Схема распределения зон образования СН в камере сгорания поршневого ДВС с искровым зажиганием

Рассмотрим более подробно механизмы образования несгоревших углеводородов, как основного токсичного компонента из продуктов неполного сгорания. Так на рисунке 1.5 представлена схема распределения зон образования СН в камере сгорания поршневого ДВС с искровым зажиганием.

Как мы видим из рисунка 1.5 существует три основных механизма образования СН в процесс сгорания:

- Первый из них это механизм образования объемных несгоревших углеводородов. Этот механизм является основным при сгорании богатых, забалластированных и переобедненных смесей. В этом механизме несгоревшие углеводороды образуются в объеме во фронте пламени вследствие неполного окисления в процессе сгорания, при богатой смеси — это возможно, так как не хватает кислорода для полного сгорания, в переобедненных смесях это возможно при неполном сгорании вследствие низкой скорости ламинарного горения, а в стехиометрических смесях это возможно при сильной забалластированности горючей смеси продуктами сгорания от прошлого цикла с различной реакционной способностью.
- Второй по значимости является механизм образования несгоревших углеводородов из замороженных или как их ещё называют пристеночных слоев. Этот механизм возможен вследствие того, что температура стенок камеры сгорания всегда ниже 400 - 500 градусов по Цельсию, т.к. температура рубашки охлаждения редко превышает 120 градусов Цельсия, тогда как согласно цепочно-тепловому механизму распространения процесса сгорания по гомогенной смеси, минимальная температура для продолжения и активации следующей цепи окисления должна быть не ниже 700 - 800 градусов Цельсия, следовательно у стенки камеры сгорания происходит значительное охлаждение пристеночного слоя топливно-воздушной смеси, за счет теплоотвода в стенку, что приводит к обрыву реакции окисления

вблизи стенки, а оставшиеся в пристеночной области продукты неполного сгорания и в частности несгоревшие углеводороды на такте расширения и выпуска диффундируют в объем и выходят в качестве токсичных компонентов с продуктами сгорания в выхлопную систему.

- Третьим механизмом образования несгоревших углеводородов являются объемы гашения или зазоры. Это механизм описывающий условия гашения пламени в зазорах и щелях геометрический размер которых не позволяет распространяться пламени в них из-за большой теплоотдачи в стенки. Такими объектами в камере сгорания являются вытеснители, если в момент достижения их фронтом пламени зазор между вытеснителем и головкой цилиндра не превышает 5 мм, а также жаровый пояс, т.е. расстояние от днища поршня до первого компрессионного кольца. Следовательно, оставшиеся в этих зонах углеводороды выходят с отработавшими газами, как это показано во втором механизме.

Обобщение выше сказанного проиллюстрировано на рисунке 1.6, где представлена схема распределения токсичных компонентов в зависимости от состава смеси для двигателя с искровым зажиганием.

Из рисунка 1.6 видно, что концентрация несгоревших углеводородов в отработавших газах снижается вплоть до состава смеси с коэффициентом избытка воздуха равным 1,1 - 1,2, и после 1,25 - 1,3 начинает увеличиваться. Разберем эту закономерность изменения концентрации СН подробнее. В зоне богатых смесей (коэффициент избытка воздуха от 0,5 до 0,98) снижение концентрации СН при увеличении коэффициента избытка воздуха происходит вследствие более полного сгорания топлива по первому механизму, а также снижения концентрации углеводородов в пристеночной зоне и зонах гашения. Снижение концентрации несгоревших углеводородов в зоне от стехиометрической до предела эффективного обеднения смеси, обуславливается снижением концентрации углеводородов в пристеночной

области и в зонах гашения, а также частичным до окислением диффундирующих углеводородов в процессе расширения и выпуска горячими газами при наличии свободного кислорода. Повышение концентрации несгоревших углеводородов при переобеднении смеси говорит нам о появлении объемных углеводородов из-за низких скоростей горения, которые возникают вследствие низкой теплотворной способности бедной топливно-воздушной смеси, а, следовательно, и низких температур сгорания.

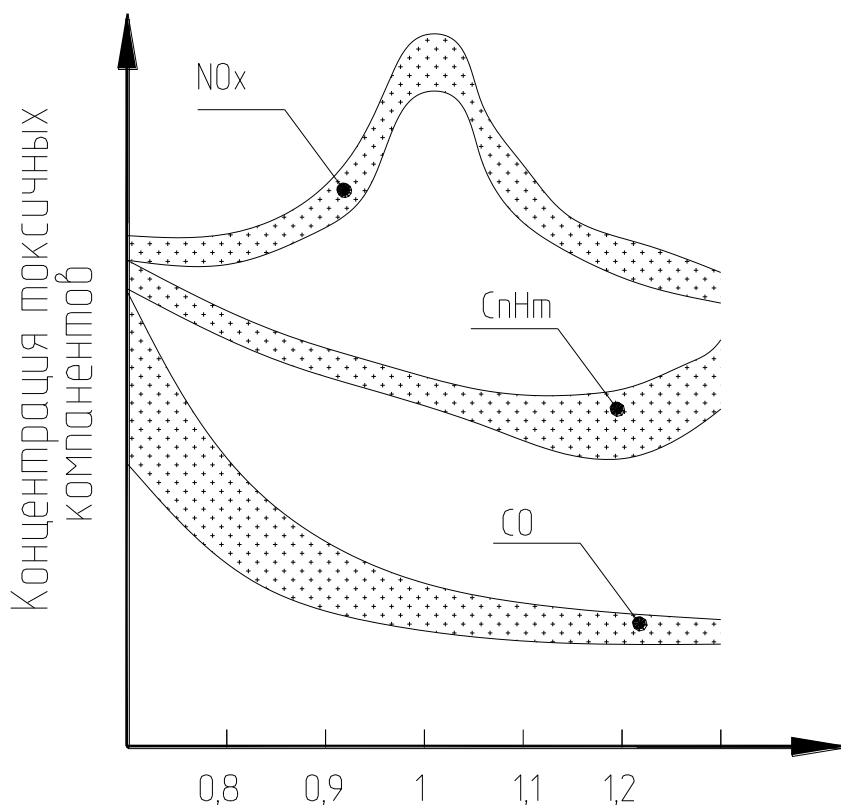


Рисунок 1.6 – Схема распределения токсичных компонентов в зависимости от состава смеси для двигателя с искровым зажиганием

Механизм образования угарного газа несколько схож с механизмом образования несгоревших углеводородов, так как оба они основаны на условиях неполного сгорания топлива. Только CO не образуются в объемах гашения, а образуются только в зонах обрыва цепей горения вследствие недостатка кислорода (зона богатых смесей) и вследствие угасания пламени у стенки цилиндра, этот механизм главный в зоне бедных и

стехиометрических смесей, что проиллюстрировано на рисунке 1,2, где содержание угарного газа активно убывает с увеличением коэффициента избытка воздуха до зоны стехиометрического состава, а затем при дальнейшем обеднении уменьшается лишь незначительно, и это связано с уменьшением концентрации топлива в цилиндре, следовательно и в отработавших газах эта тенденция сохраняется.

ГЛАВА 2 Описание экспериментальной части диссертационного исследования

Процесс сгорания является сложным и зачастую стохастичным процессом, имеющим свою неравномерность. При этом получение низкотоксичного процесса сгорания возможно зачастую в узком диапазоне составов смеси и определенных температурах процесса сгорания и температурах охлаждения продуктов горения. Для выполнения поставленной цели требуется четкое поддержание необходимых условий горения. При этом непосредственный мониторинг процесса сгорания осложняется высокими температурами (2500 – 3000 К) и высокими давлениями (5 – 20 МПа) при высокой скорости протекания процесса (10 – 200 м/с), что затрудняет применение многих датчиков для непосредственного контроля за процессом. Одной из определяющих характеристик процесса сгорания является характеристика распространения фронта пламени. Достаточно давно известно, что фронт пламени представляет собой быстропротекающий процесс окисления, схожий по многим свойствам с плазмой [1, 2]. Также известно, что плазма является электропроводящей средой. Поэтому более 80 лет назад начались активные исследования явления электропроводности пламени для выявления возможностей глубже понять физику процесса горения и получить инструмент для диагностики процесса сгорания в энергетических установках [3 - 6]. В настоящее время существуют успешно применяемые образцы устройств контроля за процессом сгорания, основанные на явлении электропроводности пламени [7 - 13]. Они применяются в топках печей для поддержания низкотоксичного режима работы. А также в газотурбинных двигателях по ним контролируют протекания процесса сгорания и возможность форсирования двигателя при работе на больших высотах [14]. Явлению электропроводности пламени нашло применение и в других сферах, где процесс сгорания является в той или иной мере стационарным или непрерывным. Попытки применения

электропроводности пламени для контроля автомобильными двигателями известны давно. Но в ДВС протекание процесса сгорания осложняется перемещением поршня, постоянным изменением скорости тепловыделения по времени, высокой турбулентностью потока и малым временем всего процесса сгорания (от 10 мс при низких частотах вращения до 1 мс при максимальных частотах вращения коленчатого вала). Это приводит к сложностям снятия качественного сигнала характеристики электропроводности пламени, позволяющего иметь постоянно достоверную картину процесса сгорания [15 - 20]. Поэтому в этой статье мы рассмотрим некоторые вопросы конструкции датчиков, их питание и интерпретации получаемых сигналов для контроля и диагностики процесса сгорания поршневых ДВС с искровым зажиганием.

2.1 Экспериментальная установка

Экспериментальные исследования проводились на одноцилиндровой установке УИТ-85 (рисунок 2.1) и на двигателе ВАЗ-2111 (рисунок 2.2). Основная информация о геометрических параметрах двигателя УИТ-85 приведена в таблице 2.1. А основная информация о геометрических параметрах двигателя ВАЗ-2111 приведены в таблице 2.2.

Выбор данных двигателей в качестве экспериментальных установок обоснован их спецификой, так одноцилиндровая установка УИТ-85 способна с высокой точностью воспроизводить полученные результаты, а в двигателе ВАЗ-2111, мы можем наблюдать классическую картину сгорания характерную для большинства двигателей с искровым зажиганием, но при этом головка блока цилиндров этого двигателя имеет большой запас прочности, что позволяет разместить в ней датчики ионизации без существенного влияния на работоспособность двигателя.



Рисунок 2.1 – Внешний вид установки УИТ-85 и схема расположения датчиков в камере сгорания

Таблица 2.1 - Основная информация о геометрических параметрах экспериментальной установки (двигателя) УИТ-85

Тип	УИТ-85
Число цилиндров	1
Рабочий объем, л	0,652
Степень сжатия	4 – 10
Диаметр цилиндра, мм	85
Ход поршня, мм	115
Длина шатуна, мм	266
Частота вращения, мин-1	600 или 900
Подача топлива	Бензин – карбюратор Природный газ – форсункой во впускной коллектор
Зажигание	Свеча зажигания

Таблица 2.2 - Основная информация о геометрических параметрах экспериментальной установки (двигателя) ВАЗ-2111

Тип	ВАЗ-2111
Число цилиндров	4
Рабочий объем, л	1,499
Степень сжатия	9,8
Диаметр цилиндра, мм	82
Ход поршня, мм	71
Длина шатуна, мм	121
Частота вращения, мин-1	800 – 6000
Подача топлива	Бензин – форсункой на клапан Природный газ – форсункой во впускной коллектор
Зажигание	Свеча зажигания

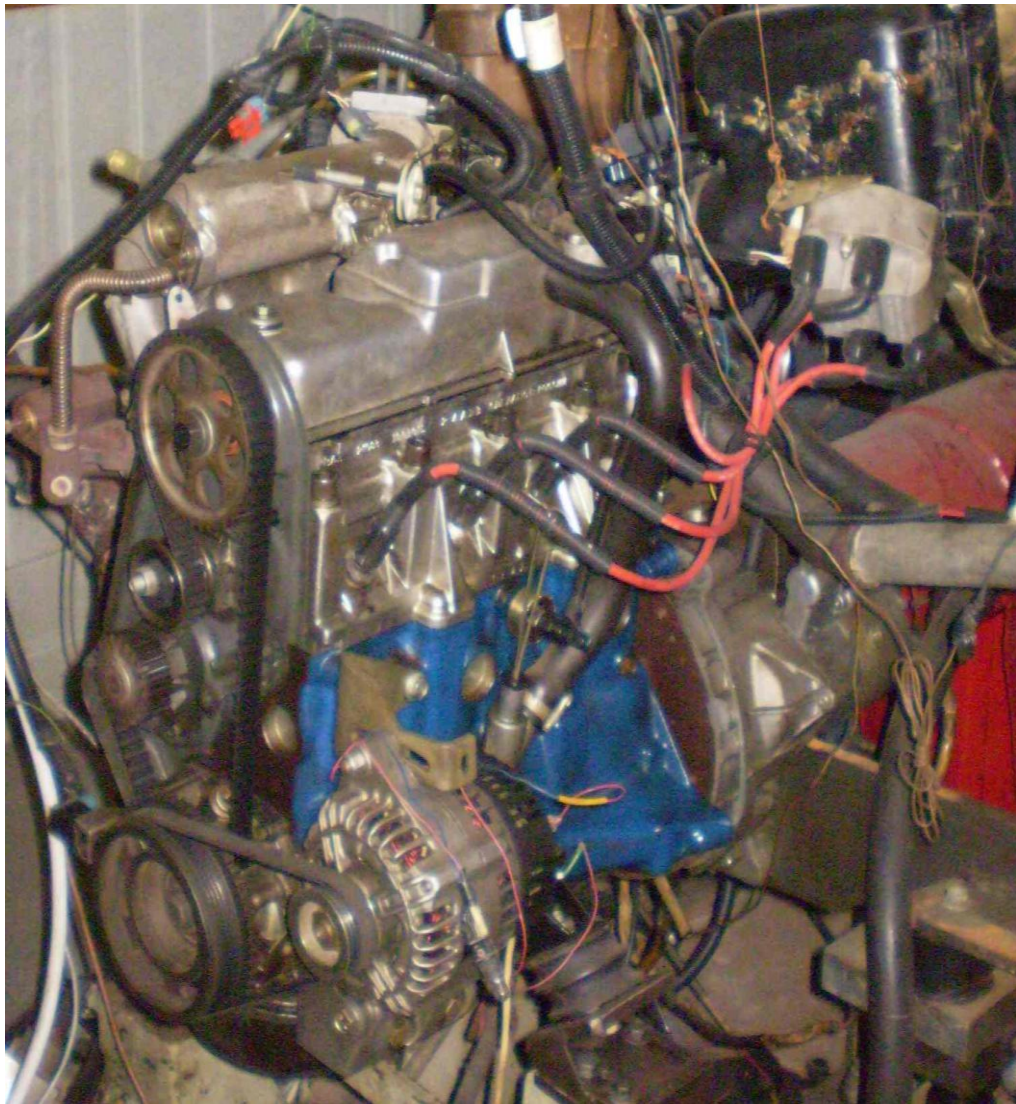


Рисунок 2.2 – Внешний вид двигателя VAZ-2111

В качестве датчиков для исследования электропроводности пламени в УИТ-85 применялись стальные или медные стержни толщиной 1 мм, которые вставлялись в керамический изолятор, схема их расположения приведена на рисунке 2.3. В двигателе VAZ-2111 применялись алюминиевые стержни толщиной 1,2 мм с электроизолирующим слоем (применялось микродуговое окисление с участием микродобавок SiO_2) [21]. Также применялись стальные стержни толщиной 1 мм, которые вставлялись в керамический изолятор. Общий вид датчиков для исследования электропроводности пламени, применяемых в УИТ-85, представлен на рисунке 2.4, а для двигателя VAZ – на рисунке 2.5, 2.6 и 2.7. В качестве топлива в УИТ-85 применяли сжатый природный газ (CNG) и бензин, а также природный газ с

добавками водорода и бензин с добавками водорода [22, 23, 24]. А в двигателе ВА3-2111 применяли только CNG и бензин [25].

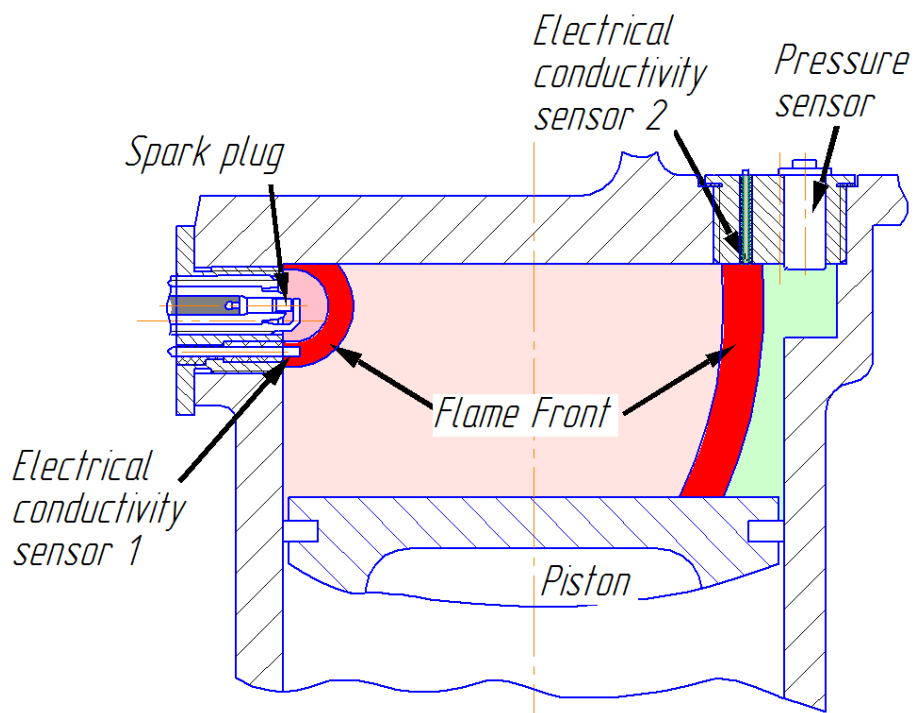


Рисунок 2.3 – Схема расположения датчиков для измерения электропроводности пламени в УИТ-85



а)

б)

в)

Рисунок 2.4 – Общий вид датчиков для исследования электропроводности пламени в УИТ-85: а) медный электрод у свечи зажигания; б) стальной электрод в переходнике с датчиком давления; в) пять стальных электродов в одном корпусе.

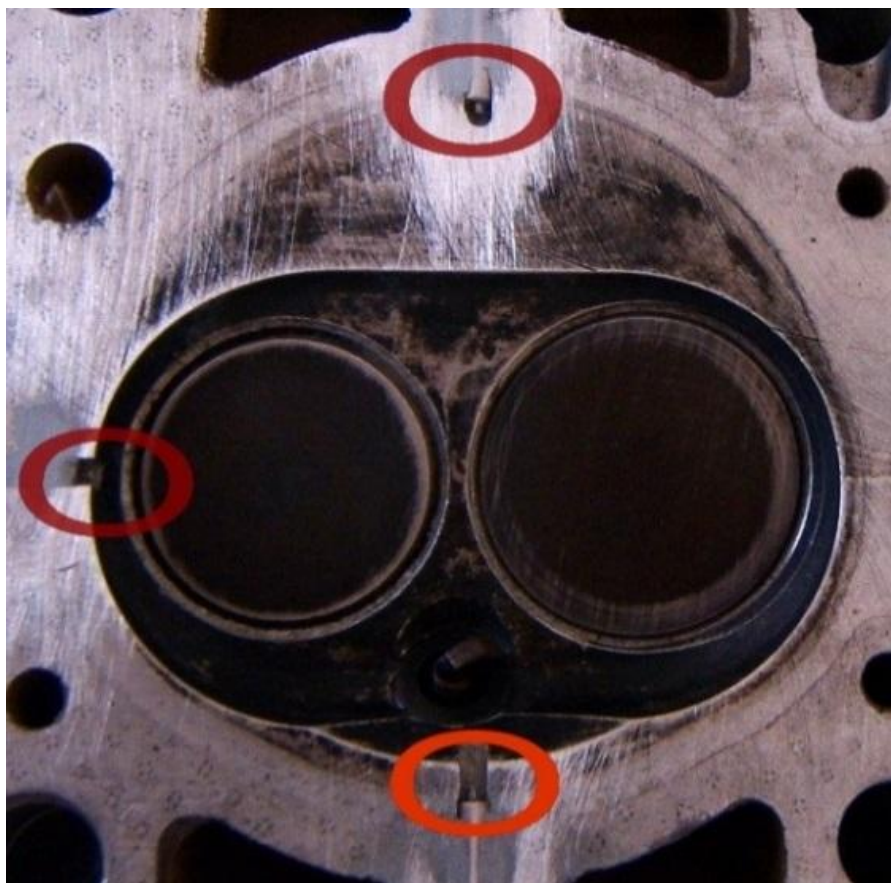


Рисунок 2.5 – Общий вид датчиков для исследования электропроводности пламени, в двигателе ВАЗ-2111: а) стальные датчики в керамической оболочке.

Для исследования влияния малых добавок водорода в ТВС на процесс сгорания автомобильного двигателя обеспечивающего требования по токсичности на уровень выше, чем у существующих и проектируемых вновь двигателей спроектированы модели ионизационных датчиков, устанавливаемых в головку блока двигателя автомобиля. Определены места установки датчиков для получения максимальной информации о протекании процесса сгорания и собраны экспериментальные установки рисунки 2.5, 2.6 и 2.7



Рисунок 2.6 – Общий вид датчиков для исследования электропроводности пламени, в двигателе ВАЗ-2111: алюминиевые датчики в головке блока цилиндров.



Рисунок 2.7 – Общий вид датчиков для исследования электропроводности пламени, в двигателе ВАЗ-2111: алюминиевые датчики в специальной пластине.

Применяемая электрическая схема для измерения электропроводности пламени для установки УИТ-85 с пятиэлектродным датчиком (Рисунок 2.4в) при работе на бензине приведена на рисунке 5. Источником питания здесь являлся гальванический элемент +9 V. При работе УИТ-85 с датчиками (рисунок 2.4а и рисунок 2.4б) применялась электрическая схема, изображенная на рисунке 2.8, где в качестве источника питания применялся источник постоянного тока с напряжением 360 V, которые получают путём преобразования переменного тока после стабилизатора напряжения 220 V в постоянный.

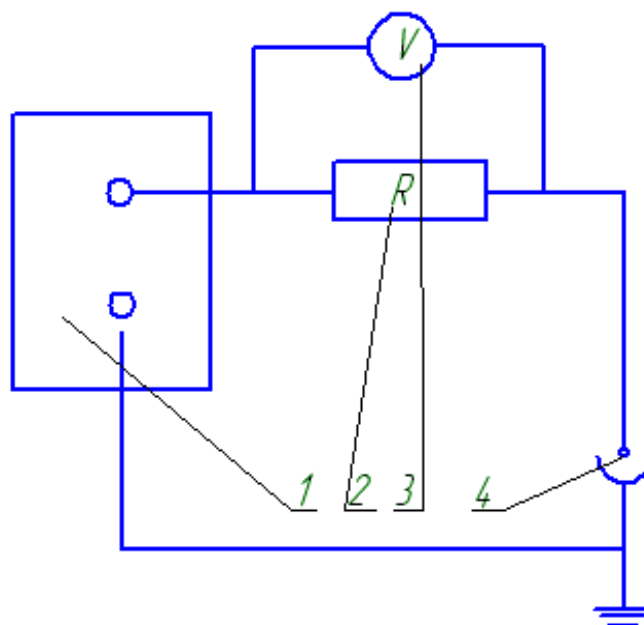


Рисунок 2.8 – Схема измерения электропроводности пламени: 1 – Источник постоянного тока «Крона» 9V; 2 – измерительный резистор; 3 – осциллограф; 4 - датчик электропроводности

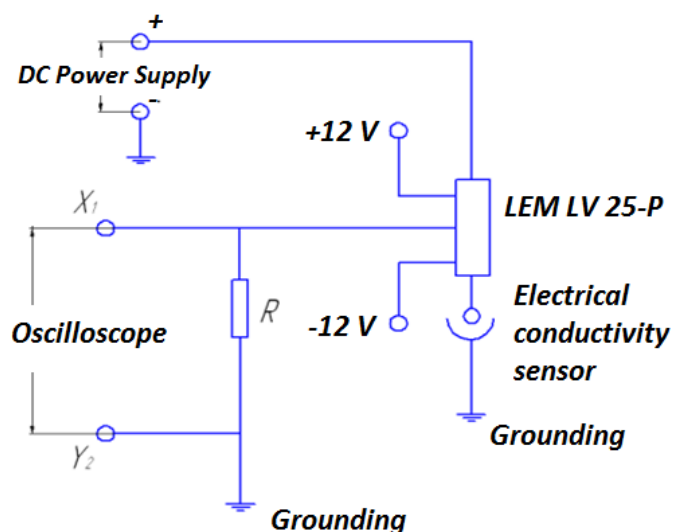


Рисунок 2.9 – Схема измерения электропроводности пламени с гальванической развязкой

Исследования электропроводности пламени в двигателе ВАЗ проводились первоначально с датчиками, изображенными на Рисунке 2.5а и схеме измерения электропроводности пламени (Рисунок 2.9) с гальваническим элементом +9 V. Основные испытания проводились уже с алюминиевыми датчиками, представленными на Рисунке 2.6 и Рисунке 2.7, с

многоканальной схемой измерения электропроводности пламени с гальванической развязкой (Рисунок 2.10) при питании от источника постоянного тока с напряжением 600 V.

Увеличение напряжения на датчиках для измерения электропроводности пламени с 360 до 600 V объясняется большей стабильностью сигнала при увеличении напряжения в зазоре между электродом датчика и корпусом двигателя. Переход со стальных электродов в керамическом изоляторе на алюминиевые, с электроизолирующим оксидным слоем, связано с необходимостью уменьшить воздействие на головку блока цилиндров от установленных в неё датчиков, и с повышением надежности конструкции. Переход на стальные электроды позволил снизить нагрузки от термических напряжений. А оксидирование позволило уменьшить диаметр отверстия с 2,5 до 1,3 мм, что повысило работоспособность данной системы измерения.

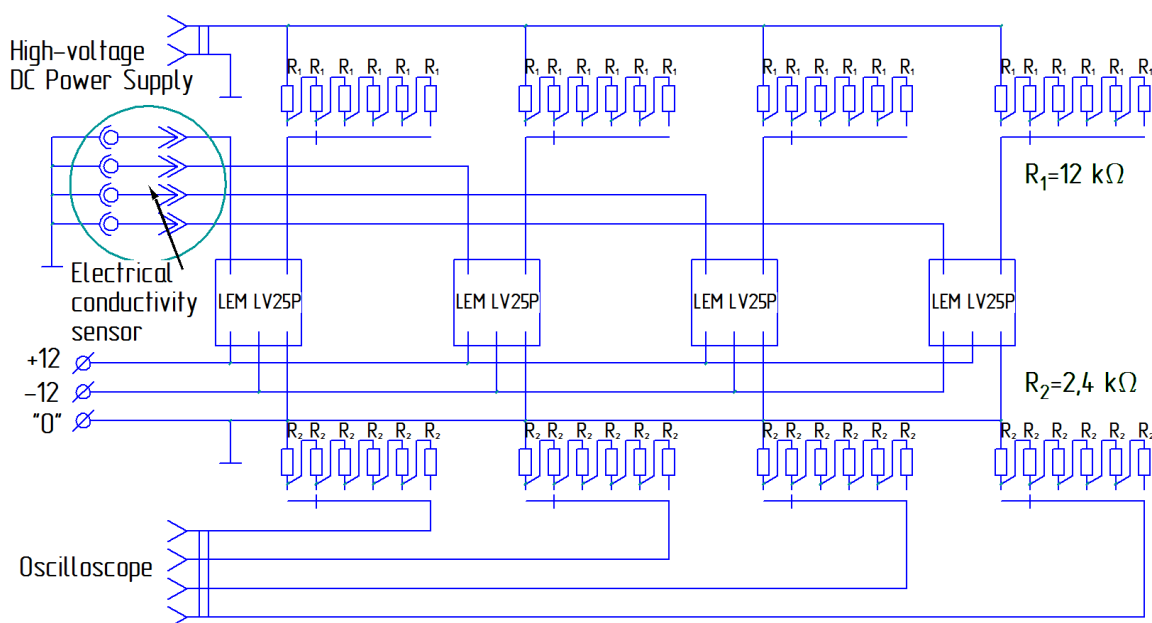


Рисунок 2.10 – Многоканальная схема измерения электропроводности пламени с гальванической развязкой

А в на рисунке 2.11 представлена характеристика цепи ионизационного зонда показывающая линейность соотношения силы тока и напряжения в цепи ионизации.

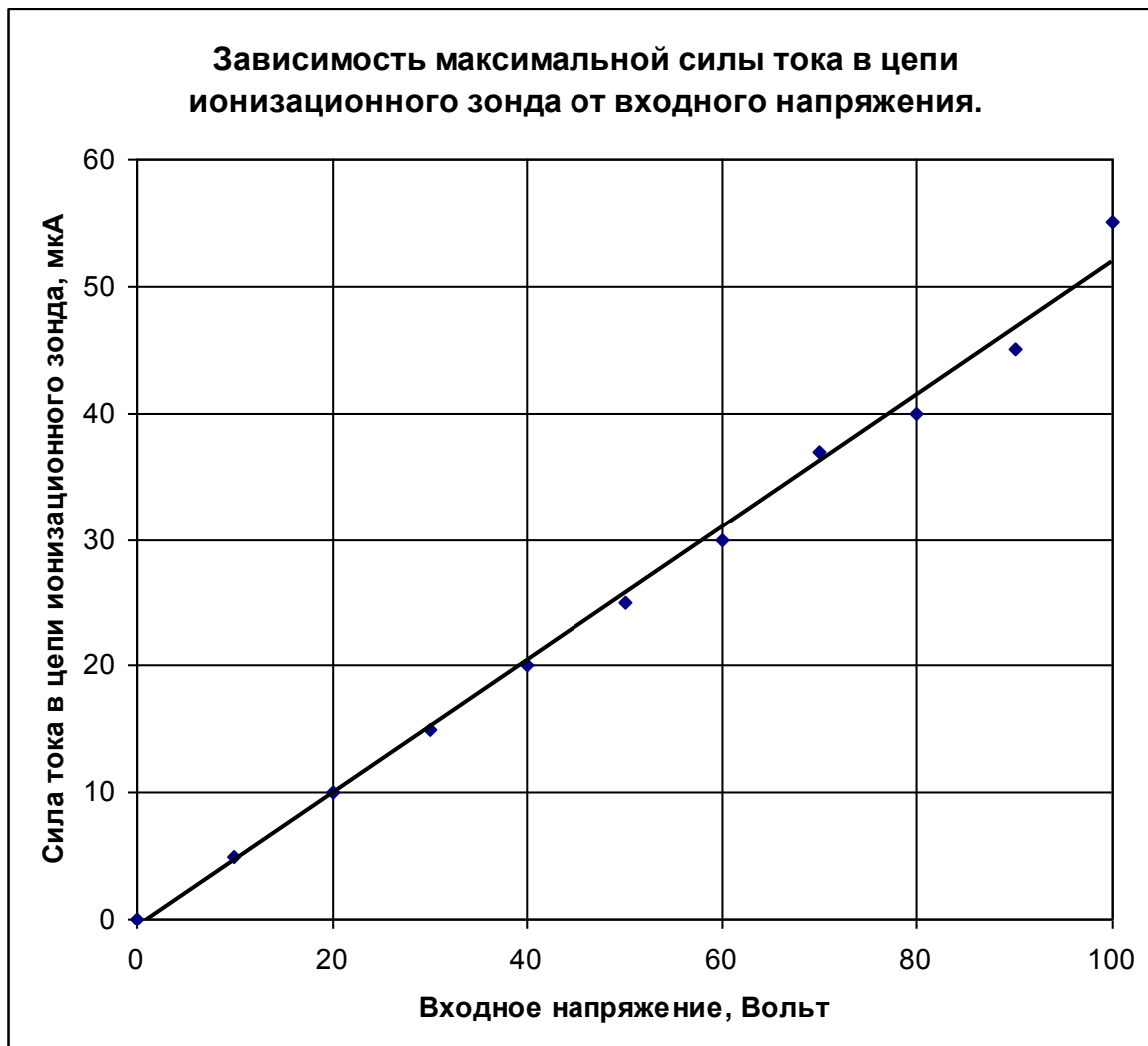


Рисунок 2.11 Характеристика цепи ионизационного зонда

ГЛАВА 3 Оценка наличия взаимосвязи токсичности отработавших газов с характеристиками процесса сгорания при переходе с бензина на сжатом природном газе в ДВС с искровым зажиганием

3.1 Результаты экспериментальных исследований

Повышение экологической безопасности автомобильных двигателей - общие мировые тенденции. Это связано с попытками улучшить экологическую ситуацию в крупных городах, где доля автомобилей дает до 50% всех загрязняющих веществ, выбрасываемых в воздух. В то же время двигатель искрового зажигания является основным источником энергии для большинства автомобилей. Поэтому требования к экологической безопасности выпускаемых автомобилей постоянно становятся более жесткими. В результате постепенный переход от бензиновых двигателей к газу, как более экологичный [1]. Кроме того, двигатели с добавлением водорода активно изучаются и уже используются [2, 3, 4, 5]. В большей степени это относится к газовым двигателям [6, 7, 8]. Сжатый природный газ (СПГ) и водород требуют минимальной адаптации энергосистемы, используемой для СПГ [9, 10, 11]. В этой связи в работе проанализирован тип топлива (бензин, бензин с добавлением водорода до 6%, СПГ, СПГ с добавлением водорода до 15%) по токсичности выхлопных газов в одноцилиндровой установке УИТ-85.

Рассмотрим влияние типа топлива на токсичность выхлопных газов при работе над исследовательской одноцилиндровой установкой УИТ -85. Работа на УИТ-85 в зависимости от температуры во время процесса сгорания соответствует работе атмосферного двигателя при максимальных нагрузках. На рисунке 3.1 показана токсичность продуктов неполного сгорания. На рисунке 3.1 показана токсичность углеводородов (СН).

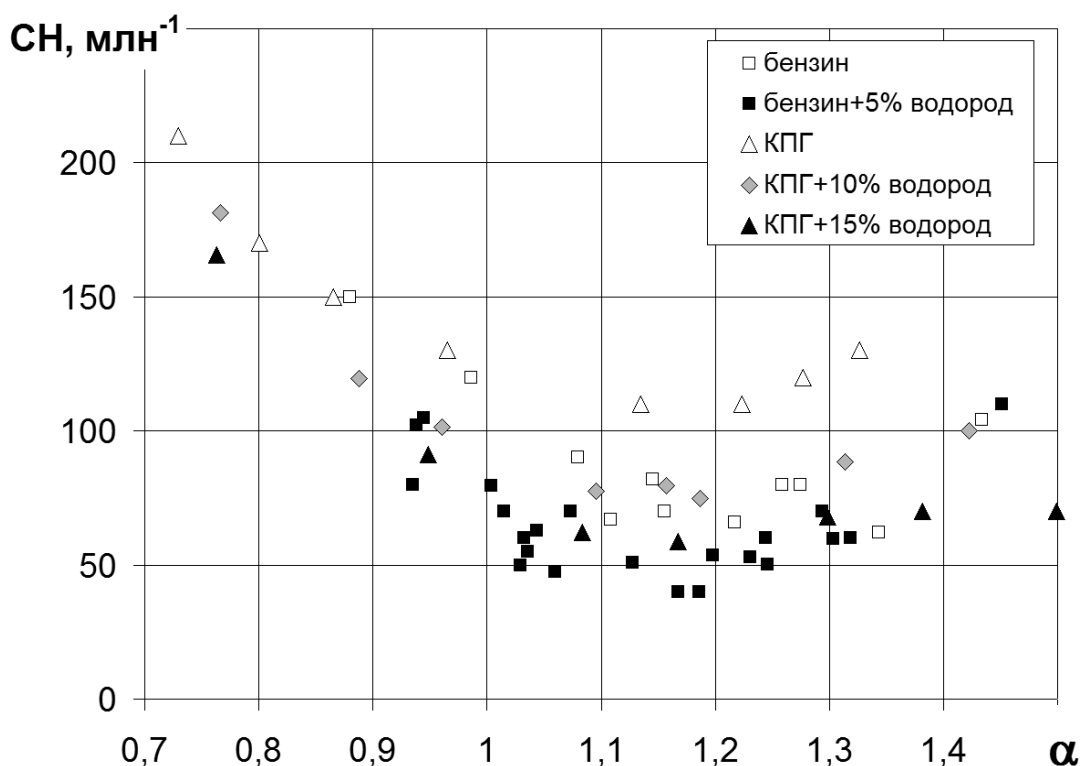


Рисунок 3.1 – Концентрация несгоревшие углеводороды (СН) в отработавших газах для УИТ-85 при работе на бензине, бензине с 5% водорода, сжатый природный газ (КПГ) и сжатый природный газ (КПГ) с водородом

На рисунке 3.2 показана концентрация монооксида углерода (СО) в выхлопных газах. И на рисунке 3.3 показана токсичность оксидов азота (NO_x). Как видно, токсичность СО не зависит от типа топлива, но определяется главным образом соотношением избыточного воздуха (рисунок 3.2). В то же время токсичность СН и NO_x зависит от характера потока горения. Это видно на рисунках 3.1 и 3.3. На рисунке 3.1 показано, что при работе на СПГ токсичность СН является самой высокой из изученных видов топлива. Когда водород добавляется в СПГ, концентрация СН уменьшается, но она все же больше, чем при работе на бензине с водородом. В то же время на рисунке 3.3 аналогичные значения NO_x наблюдаются при работе на СПГ и бензине, а также на СПГ и бензине с добавлением 5% водорода. С увеличением доли водорода до 10 и 15% токсичность NO_x, соответственно, увеличивается.

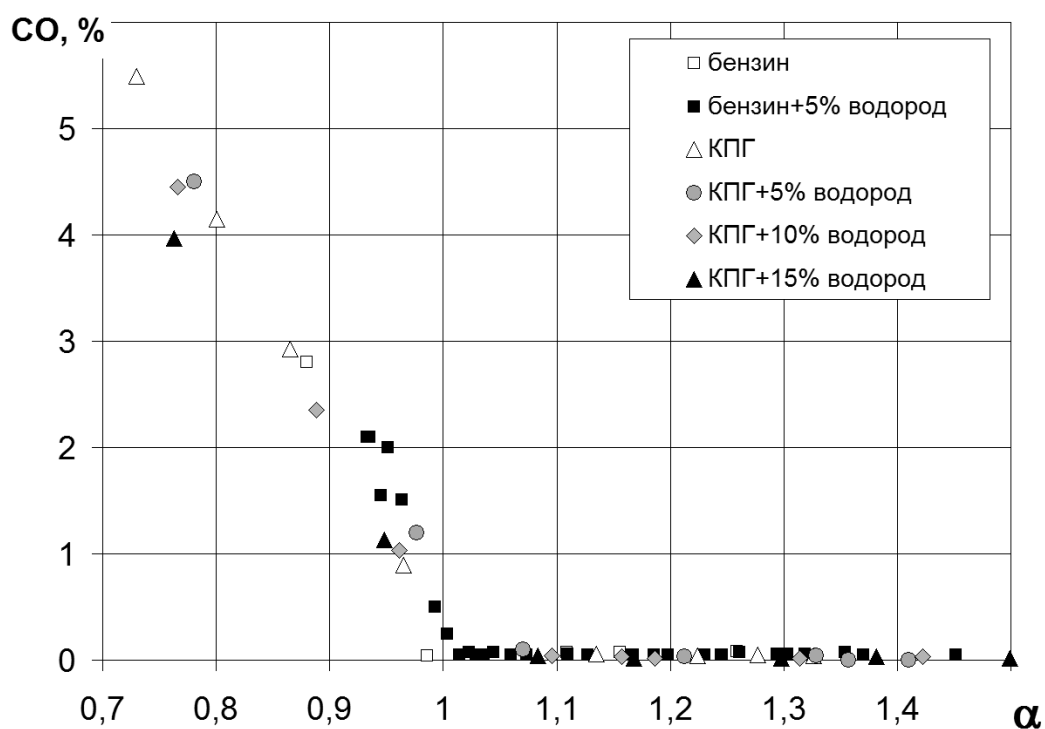


Рисунок 3.2 – Концентрация оксида углерода (CO) в отработавших газах для УИТ-85 при работе на бензине, бензине с 5% водорода, сжатый природный газ (КПГ) и сжатый природный газ (КПГ) с водородом

Эти результаты по выбросам выхлопных газов объясняются следующими причинами. Во-первых, масса выхлопных газов при переходе на природный газ уменьшается примерно на 10%. Во-вторых, результаты даются с постоянным углом продвижения зажигания, а характеристики сжигания СПГ и бензина сильно различаются. Поэтому во время сжигания СПГ значительно увеличивается первая фаза горения [12]. Это увеличивает продолжительность всего процесса горения. В то же время из-за большей скорости ламинарного горения с высокой скоростью выделения тепла в конце основной фазы горения [13]. Это отражается в близких к максимальным значениям температуры и, следовательно, высокой концентрации NOx. Токсичность СН больше зависит от параметров стенового слоя [14]. При работе на СПГ стеновой слой становится больше по площади из-за увеличенной продолжительности горения. Плотность слоя стенки также довольно высока из-за высоких скоростей генерации тепла в

конце процесса горения. Это приводит к увеличению удельной токсичности выхлопных газов для СН. Добавление водорода в СПГ приводит к большему увеличению скорости активации процесса горения. Это приводит к значительному сокращению задержки зажигания. Разница в длительности первой фазы горения при работе с бензином с добавлением водорода и СПГ с добавлением водорода становится незначительной. Это приводит к более заметному снижению токсичности СН для СПГ. Также для СПГ добавление водорода более значительно увеличивает NOx [15]. Это показывает большую зависимость токсичности выхлопных газов с добавлением водорода к СПГ, чем к бензину.

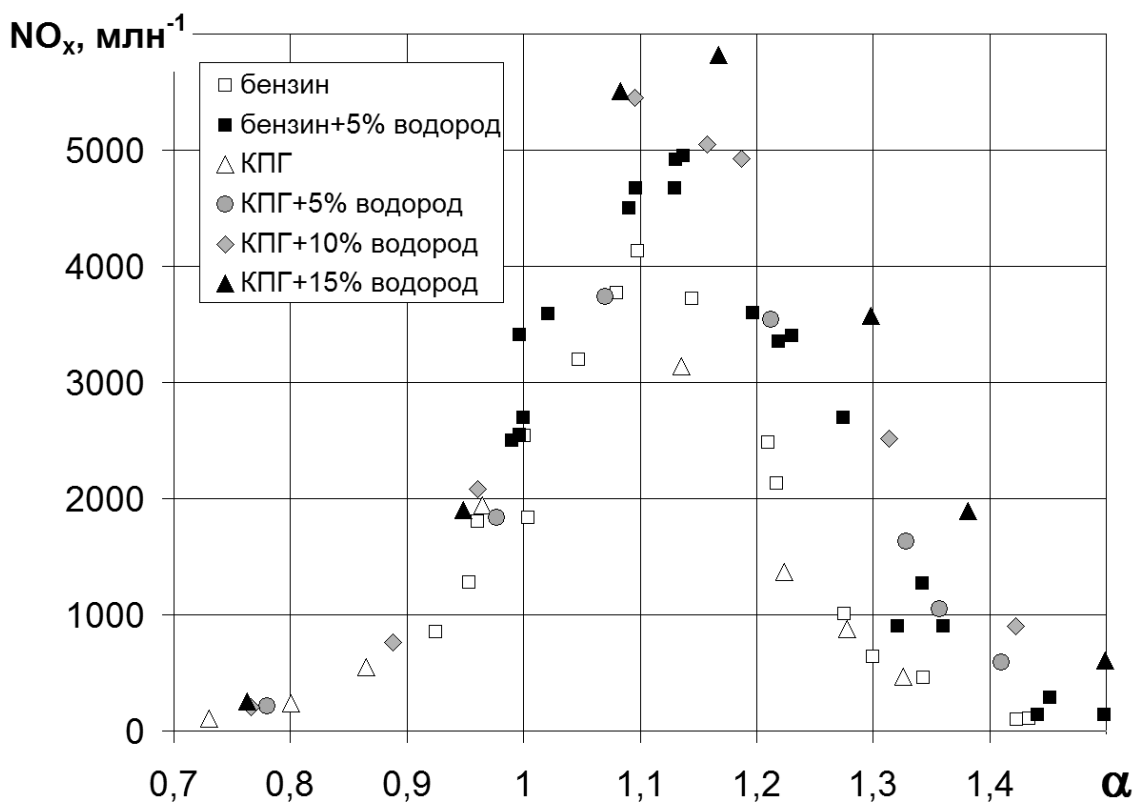


Рисунок 3.3 – Концентрация оксидов азота (NOx) в отработавших газах для УИТ-85 при работе на бензине, бензине с 5% водорода, КПГ и КПГ с водородом

Полные результаты экспериментальных исследований наличия взаимосвязи токсичности ОГ с характеристиками процесса сгорания при

переходе с бензина на ПГ в ДВС с ИЗ в УИТ-85 представлены в таблице 3.1, 3.2 и 3.3

Таблица 3.1 – Результаты экспериментальных исследований наличия взаимосвязи токсичности ОГ с характеристиками процесса сгорания при переходе с бензина на ПГ в ДВС с ИЗ

α	H ₂ , %	топли во	УОЗ, град. ПКВ	ε	n , мин ⁻¹	C _{NO} , ppm	C _{CO} , ppm	C _{СН} , ppm
1,53936	15,0343	СПГ	13	7	900	605	0,02	70
1,42179	15,0488	СПГ	13	7	900	1890	0,03	70
1,33825	14,9723	СПГ	13	7	900	3570	0,02	80
1,46227	9,98225	СПГ	13	7	900	900	0,03	100
1,20768	15,0145	СПГ	13	7	900	5820	0,02	80
1,35383	10,0199	СПГ	13	7	900	2520	0,02	100
1,12335	14,9932	СПГ	13	7	900	5505	0,04	80
1,22671	10,039	СПГ	13	7	900	4930	0,02	110
1,13581	10,0072	СПГ	13	7	900	1050	0	110
1,19725	8,88332	СПГ	13	7	900	590	0	90
0,9884	15,0237	СПГ	13	7	900	5450	0,04	100
1,36621	0	СПГ	13	7	900	1635	0,04	130
1,00092	9,98909	СПГ	13	7	900	5050	0,03	150
1,31734	0	СПГ	13	7	900	1905	1,13	120
0,92807	10,3873	СПГ	13	7	900	216	4,5	140
0,80314	15,0095	СПГ	13	7	900	3540	0,03	170
1,26382	0	СПГ	13	7	900	469	0,04	120
1,17515	0	СПГ	13	7	900	2080	1,03	110
1,00515	0	СПГ	13	7	900	3740	0,1	130
0,90525	0	СПГ	13	7	900	880	0,05	150
0,84045	0	СПГ	13	7	900	759	2,35	170
0,76991	0	СПГ	13	7	900	255	3,97	210
0,80605	9,9915	СПГ	13	7	900	1370	0,04	220
1,35699	5,07788	СПГ	13	7	900	1050	0	60
1,41006	5,01146	СПГ	13	7	900	590	0	60
1,32843	4,98868	СПГ	13	7	900	1635	0,04	101
0,78045	5,02607	СПГ	13	7	900	216	4,5	70
1,21239	5,00795	СПГ	13	7	900	3540	0,03	55
1,07012	5,05255	СПГ	13	7	900	3740	0,1	70
0,97679	4,99608	СПГ	13	7	900	880	1,2	80

Таблица 3.2 – Результаты экспериментальных исследований наличия взаимосвязи токсичности отработавших газов с характеристиками процесса сгорания при переходе с бензина на СПГ в ВАЗ-2111 на режиме холостого хода при степени сжатия 7,5

α	H ₂ , %	Топливо	УОЗ, град. ПКВ	ϵ	n, мин ⁻¹	C _{NO} , ppm	C _{CO} , ppm	C _{CH} , ppm
0,8	0	Бензин	40	7,5	880	150	44,5	720
0,9	0	Бензин	39	7,5	880	260	10,9	610
0,95	0	Бензин	40	7,5	880	290	4,7	570
1	0	Бензин	35	7,5	880	303,6	2,13	490
1,1	0	Бензин	35	7,5	880	288,5	0,42	910
1,15	0	Бензин	35	7,5	880	272	0,32	870
1,2	0	Бензин	35	7,5	880	251,2	0,3	1040
1,25	0	Бензин	35	7,5	880	254,8	0,29	1060
1,3	0	Бензин	38	7,5	880	221,8	0,28	1600
0,9	0	Бензин	35	7,5	880	274,2	16,3	560
1,35	0	Бензин	40	7,5	880	189,5	0,32	1920
0,751006	2,450308	Бензин	45	7,5	880	130	55	1380
0,833283	3,084896	Бензин	40	7,5	880	220	19,45	700
0,914214	3,573879	Бензин	40	7,5	880	290	3,17	550
0,914214	3,573879	Бензин	40	7,5	880	290	3,17	550
1,000778	3,826609	Бензин	40	7,5	880	300	0,76	360
1,082878	3,98775	Бензин	38	7,5	880	290	0,27	350
1,174038	4,064776	Бензин	35	7,5	880	260	0,26	340
1,26382	3,979371	Бензин	35	7,5	880	230	0,24	360
1,413839	3,87631	Бензин	42	7,5	880	180	0,24	630
1,413839	3,87631	Бензин	42	7,5	880	180	0,24	630
0,9	0	СПГ	35	7,5	880	2,34	680	230
1	0	СПГ	35	7,5	880	0,64	810	250
1,1	0	СПГ	30	7,5	880	0,23	650	240
1,2	0	СПГ	32	7,5	880	0,24	620	210
1,3	0	СПГ	35	7,5	880	0,25	1410	200
1,05	0	СПГ	35	7,5	880	0,37	690	270
0,829194	5,490644	СПГ	40	7,5	880	3540	0,03	55
0,829194	5,490644	СПГ	40	7,5	880	3740	0,1	70
0,861663	5,901237	СПГ	40	7,5	880	880	1,2	80
0,941222	6,183833	СПГ	40	7,5	880	190	5	360
0,941222	6,183833	СПГ	40	7,5	880	190	5	360
1,022441	6,22448	СПГ	40	7,5	880	220	1,5	310
1,022441	6,22448	СПГ	40	7,5	880	220	0,52	300
1,111983	6,197323	СПГ	42	7,5	880	220	0,52	300
1,111983	6,197323	СПГ	42	7,5	880	210	0,34	240

Продолжение таблицы 3.2

1,15669	6,117256	СПГ	42	7,5	880	210	0,34	240
1,15669	6,117256	СПГ	42	7,5	880	200	0,31	350
1,197364	6,104112	СПГ	42	7,5	880	200	0,31	350
0,991477	6,765083	СПГ	40	7,5	880	180	0,31	400
0,865898	3,649635	СПГ	42	7,5	880	220	1,73	350
0,865898	3,649635	СПГ	42	7,5	880	220	1,73	350
0,907244	3,780776	СПГ	42	7,5	880	230	0,88	270
0,953416	3,897481	СПГ	40	7,5	880	240	0,55	220
0,953416	3,897481	СПГ	40	7,5	880	240	0,55	220
0,997082	3,905518	СПГ	40	7,5	880	220	0,36	220
0,997082	3,905518	СПГ	40	7,5	880	220	0,36	220
1,086907	3,962719	СПГ	42	7,5	880	190	0,36	300
1,086907	3,962719	СПГ	42	7,5	880	190	0,36	300
1,17802	3,826609	СПГ	42	7,5	880	160	0,35	410
1,17802	3,826609	СПГ	42	7,5	880	160	0,35	410
0,950881	3,897481	СПГ	42	7,5	880	240	0,45	280

Рассмотрим влияние вида топлива на токсичности при работе двигателя на холостом ходу при степени сжатия 9.8 и 7.5. На рисунке 3.4 представлена концентрация СН в отработавших газах в зависимости от коэффициента избытка топлива. Из рисунков 3.4 и 3.5 видно, что токсичность по СН при работе на CNG и бензине находится на одной кривой и слабо зависит от степени сжатия. Добавка водорода в бензин приводит к некоторому снижению токсичности. Значительное снижение токсичности по СН наблюдается при добавке водорода в CNG, это заметно на обеих степенях сжатия. Это объясняется лучшей активацией процесса сгорания природного газа в начальной фазе сгорания, фронт пламени быстрее образуется, а природный газ за счет своей более высокой диффузионной активности позволяет осуществить быстрое полное сгорание.

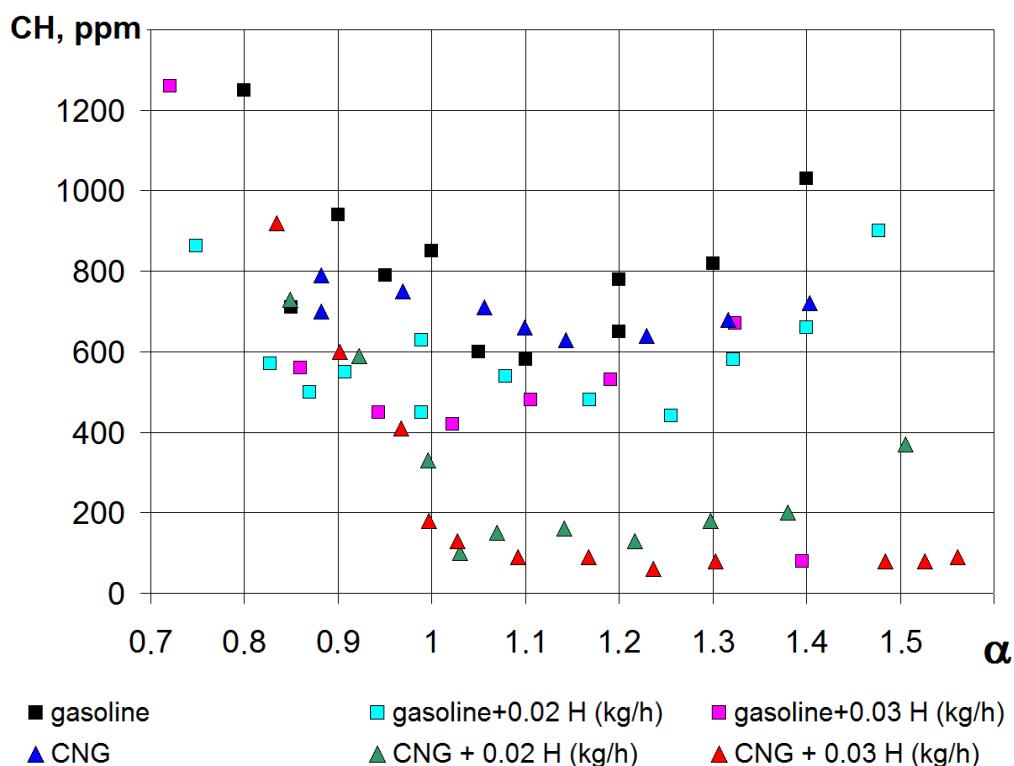


Рисунок 3.4 – Концентрация СН в отработавших газах на режиме холостого хода двигателя ВАЗ-2111 при работе на бензине, бензине с водорода, CNG и CNG с водородом при степени сжатия 9.8

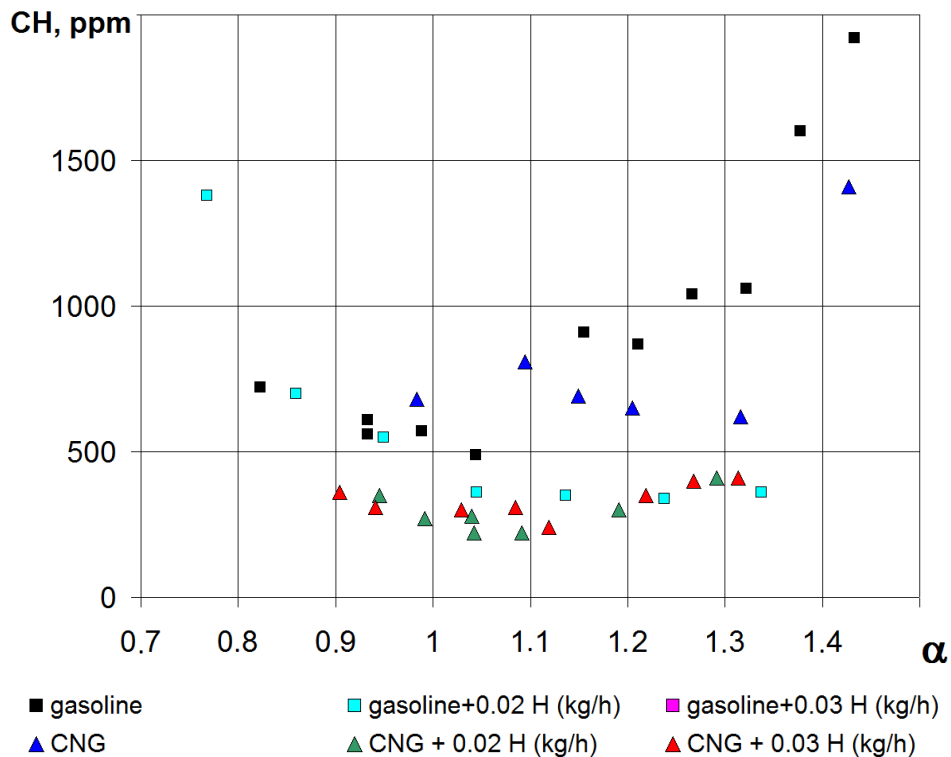


Рисунок 3.5 – Концентрация СН в отработавших газах на режиме холостого хода двигателя ВАЗ-2111 при работе на бензине, бензине с водорода, CNG и CNG с водородом при степени сжатия 7.5

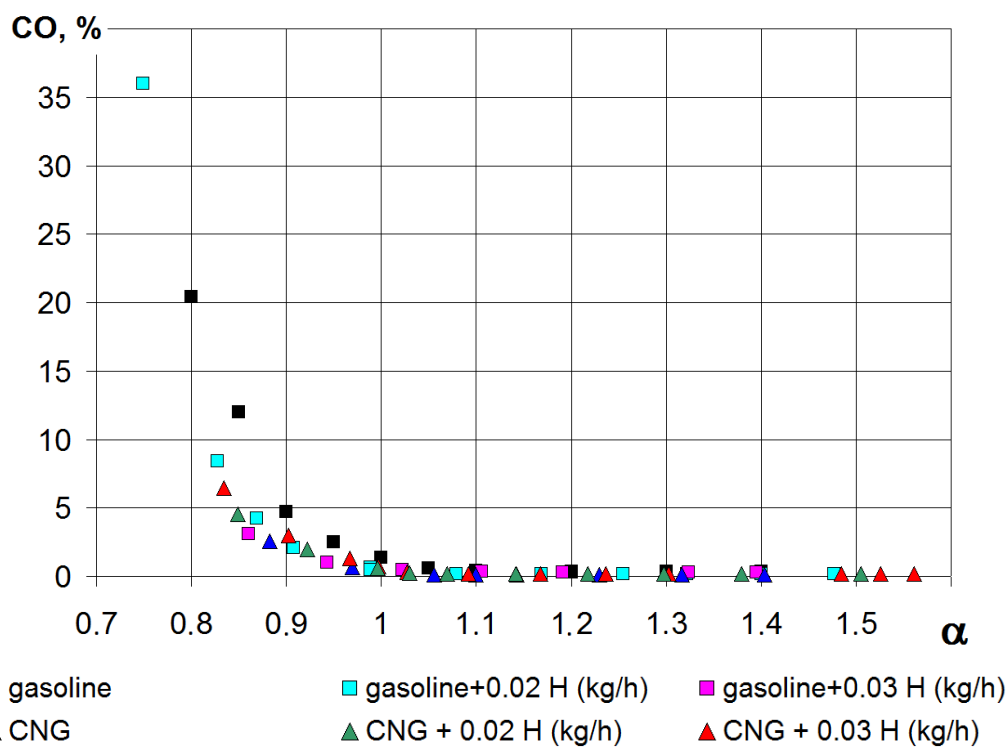


Рисунок 3.6 – Концентрация CO в отработавших газов на режиме холостого хода двигателя ВАЗ-2111 при работе на бензине, бензине с водорода, CNG и CNG с водородом при степени сжатия 9.8

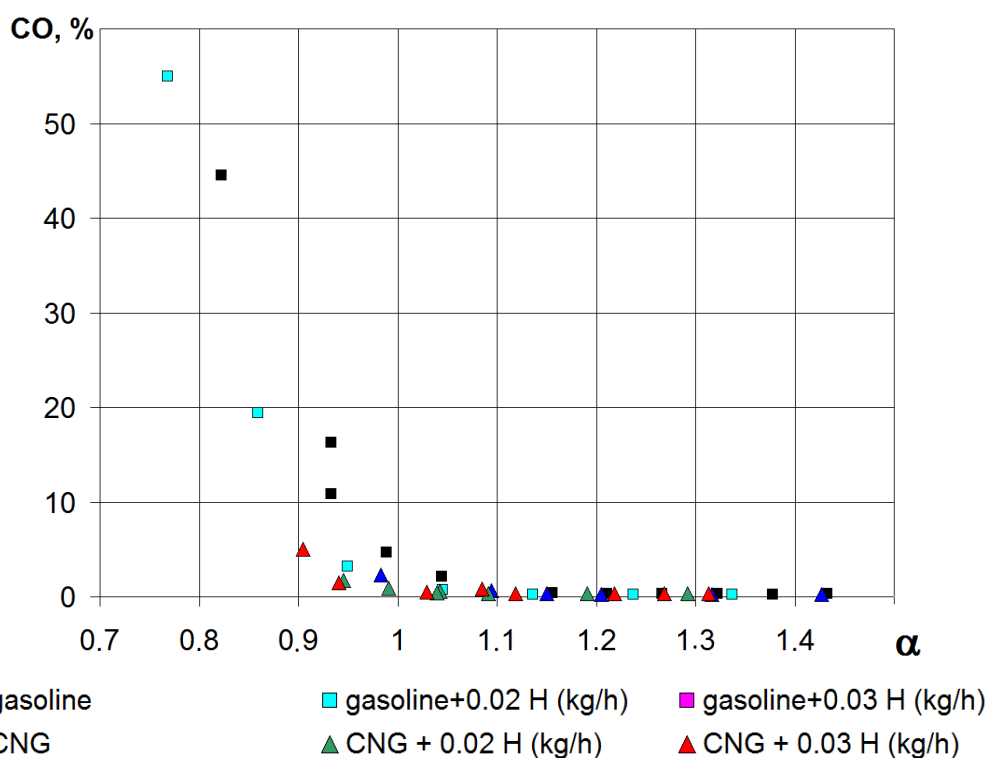


Рисунок 3.7 – Концентрация CO в отработавших газов на режиме холостого хода двигателя ВАЗ-2111 при работе на бензине, бензине с водорода, CNG и CNG с водородом при степени сжатия 7.5

На рисунке 3.6 и 3.7 представлена концентрация угарного газа (CO), для степени сжатия 9.8 и 7.5. Для бедных смесей (от 1 до 1.6) при степени сжатия 9.8 концентрация CO колеблется в интервале от 0.15 до 0.3% причем нижние значения соответствуют работе на CNG и при добавке водорода как в CNG, так и в бензин. При работе на бензине CO составляет от 0.28 до 0.4%. В зоне богатых смесей также наблюдается более высокая токсичность у бензина, чем у других вариантов топлива. При степени сжатия 7.5 картина в целом похожа, только в зоне бедной смеси значения по CO уже лежат в одном диапазоне от 0.24 до 0.42 для всех видов топлива. Для богатой смеси картина схожа, только при снижении степени сжатия токсичности по CO возросла. Такие результаты показывают, что при снижении степени сжатия в забалластированной рабочей смеси остаточными газами снижается полнота сгорания топлива, это и отражается в увеличении концентрации CO в отработавших газах.

На рисунке 3.8 и 3.9 представлена концентрация оксидов азота (NO_x), для степени сжатия 9.8 и 7.5. Для степени сжатия 9.8 характерна следующая картина, при добавке водорода в бензин происходит заметное повышение токсичности по NO_x , для всех коэффициентов избытка воздуха. Это показывает увеличение скорости тепловыделения при добавке водорода, для одинакового положения дроссельной заслонкой. В тоже время при добавке водорода в CNG наблюдается снижение NO_x , в зоне бедных смесей (от 1 до 1.5), это происходит за счет большего закрытия дроссельной заслонки и уменьшения наполнения цилиндров. Таким образом хоть водород и увеличивает скорость тепловыделения, но за счет уменьшения количества введенного в цилиндр двигателя тепла, и увеличении концентрации остаточных газов, температура в процессе сгорания снижается. Это и отражается снижением NO_x . Эти результаты хорошо иллюстрируются рисунком 8b, где видно, что при добавке водорода и большем закрытии дроссельной заслонки, обеспечивается снижение NO_x , как для CNG, так и

для бензина. Этот эффект особенно заметен на бедных смесях, где концентрация NO_x , ограничивается только температурой процесса сгорания.

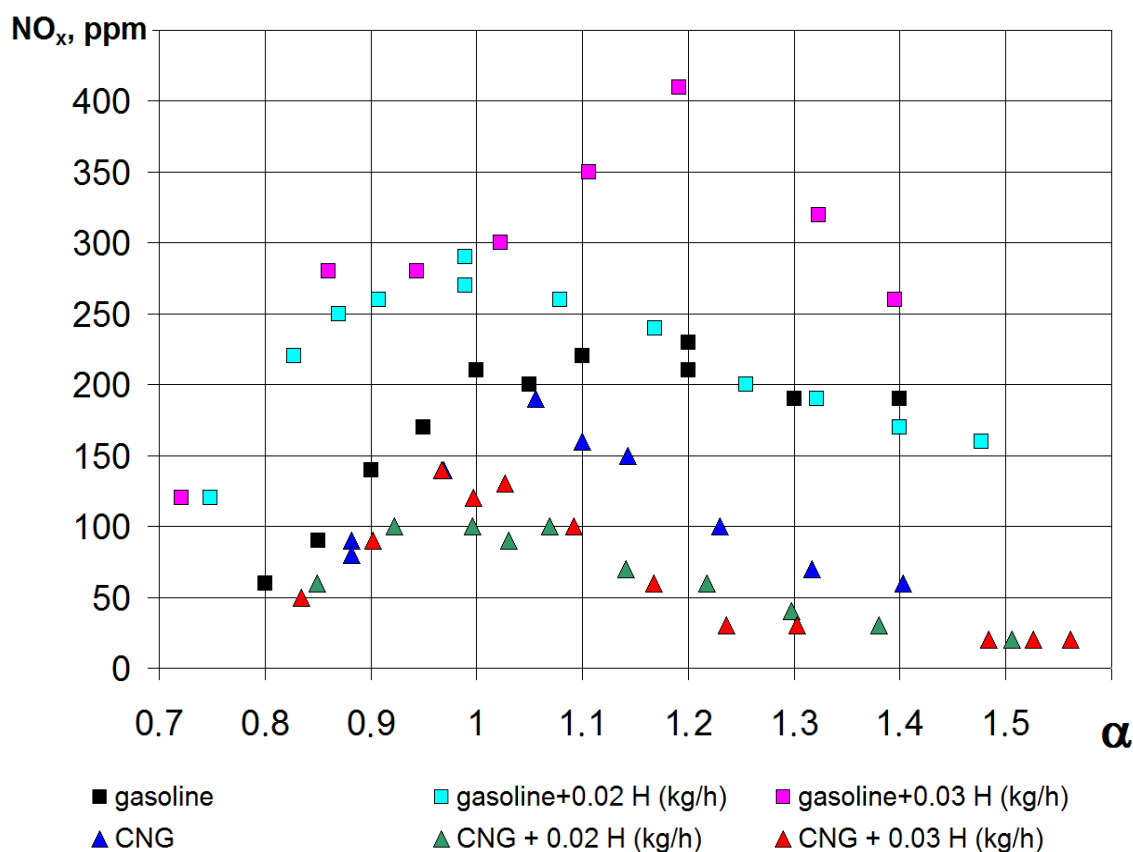


Рисунок 3.8 – Концентрация NO_x в отработавших газах на режиме холостого хода двигателя ВАЗ-2111 при работе на бензине, бензине с водорода, CNG и CNG с водородом при степени сжатия 9,8

Полученные результаты отражают основные вопросы, связанные с применением водорода, в качестве активатора процесса сгорания основных углеводородных топлив (бензин и CNG) для двигателей с искровым зажиганием. Водород повышает скорость тепловыделения и полноту сгорания топлива, что приводит к увеличению токсичности по оксидам азота и снижению CH , как при работе на CNG, так и на бензине, при постоянном положении дроссельной заслонки. В случае с холостым ходом и малыми нагрузками, добавка водорода стабилизирует процесс сгорания, что позволяет больше прикрыть дроссельную заслонку, что приводит к снижению токсичности как по NO_x , так и по продуктам не полного сгорания

СН и СО. При этом следует отметить, что влияние водорода в таких случаях более эффективно при работе на CNG. Что в сумме с более простой компоновкой системы питания (водород можно заправлять вместе с CNG в один баллон при заправке и использовать одну универсальную систему питания для CNG и CNG с водородом), делает этот вид топлива вполне реальным для массового применения уже в ближайшей перспективе.

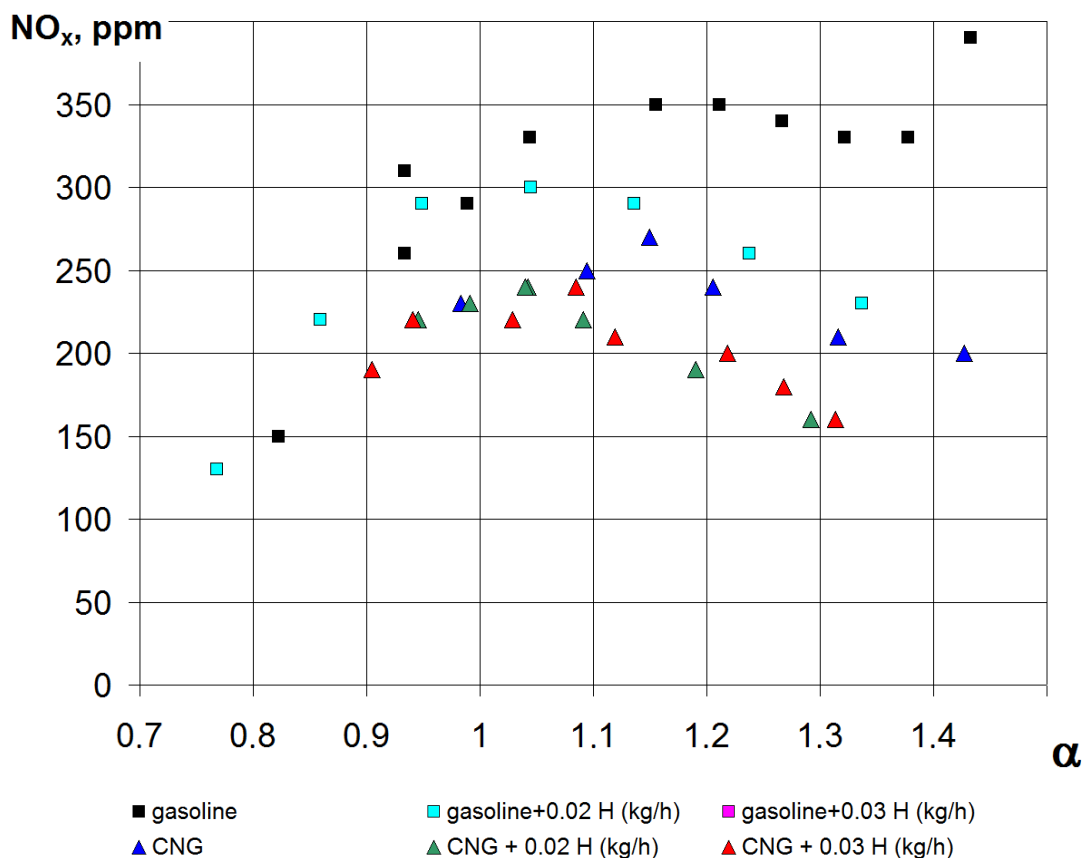


Рисунок 3.9 – Концентрация NOx в отработавших газах на режиме холостого хода двигателя ВАЗ-2111 при работе на бензине, бензине с водорода, CNG и CNG с водородом при степени сжатия 7.5

Использование водорода в качестве добавки к бензину не приносит столько положительных результатов, но при этом значительно удорожает стоимость топливной системы. Сравнивая характеристики по токсичности CNG и бензина, можно отметить, что CNG снижает токсичность при работе на холостом ходу при оптимальном угле опережения зажигания (угол увеличился на 5 – 8 градусов угла поворота КВ по сравнению с работой на

бензине), такая же картина будет наблюдаться если использовать оптимальный угол опережения зажигания при работе на полных нагрузках. Тем более что при сгорании CNG образуются более легкие СН, которые легче до окисляются в системах нейтрализации отработавших газов. Единственным недостатком природного газа является снижение около 10% наполнения цилиндров, что сказывается на уменьшение максимальной мощности двигателя. Это решается установкой компрессора, что является эффективным решением в связи с высокими детонационными свойствами природного газа.

Глава 4 Взаимосвязи токсичности отработавших газов с характеристиками процесса сгорания при переходе с бензина на природный газ в ДВС с искровым зажиганием

Наиболее наглядную картину токсичности дают характеристики не относительные («ppm» от «%»), а абсолютные [3]. Например, количество токсичных компонентов в одном четырехтактном цикле. Поэтому на рисунках 4.1, 4.2 и 4.3 приведены характеристики токсичности в мг/цикл при работе на CNG и CNG с добавкой водорода. Характеристики на 4.1, 4.2 и 4.3 приведены для лучшего понимания влияния термодинамических характеристик процесса сгорания на токсичность в двигателях с искровым зажиганием.

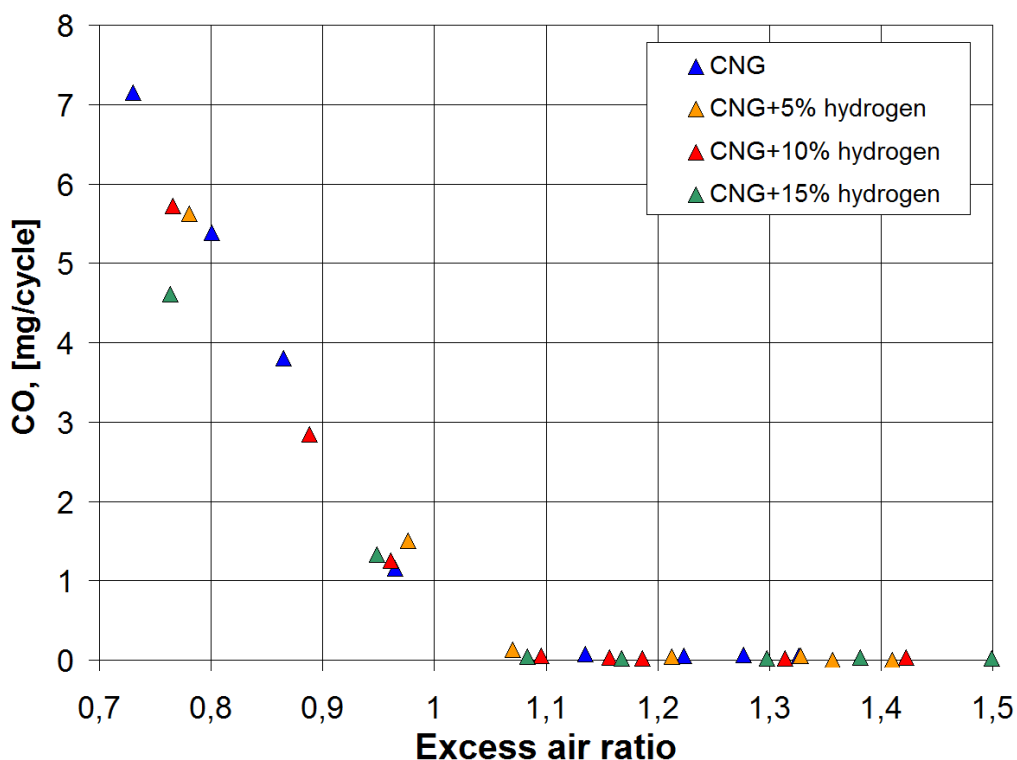


Рисунок 4.1 – Концентрация окиси углерода (CO) в выхлопных газах для UIT-85 при работе на CNG и CNG с водородом:

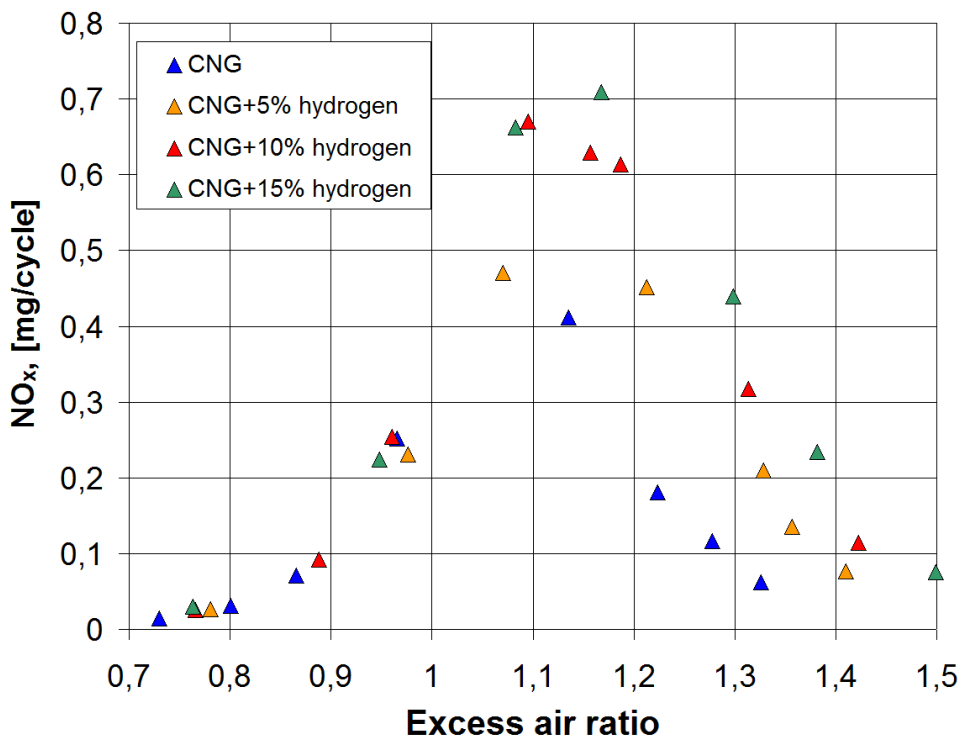


Рисунок 4.2 – Концентрация оксидов азота (NOx) в выхлопных газах для УИТ-85 при работе на КПГ и КПГ с водородом

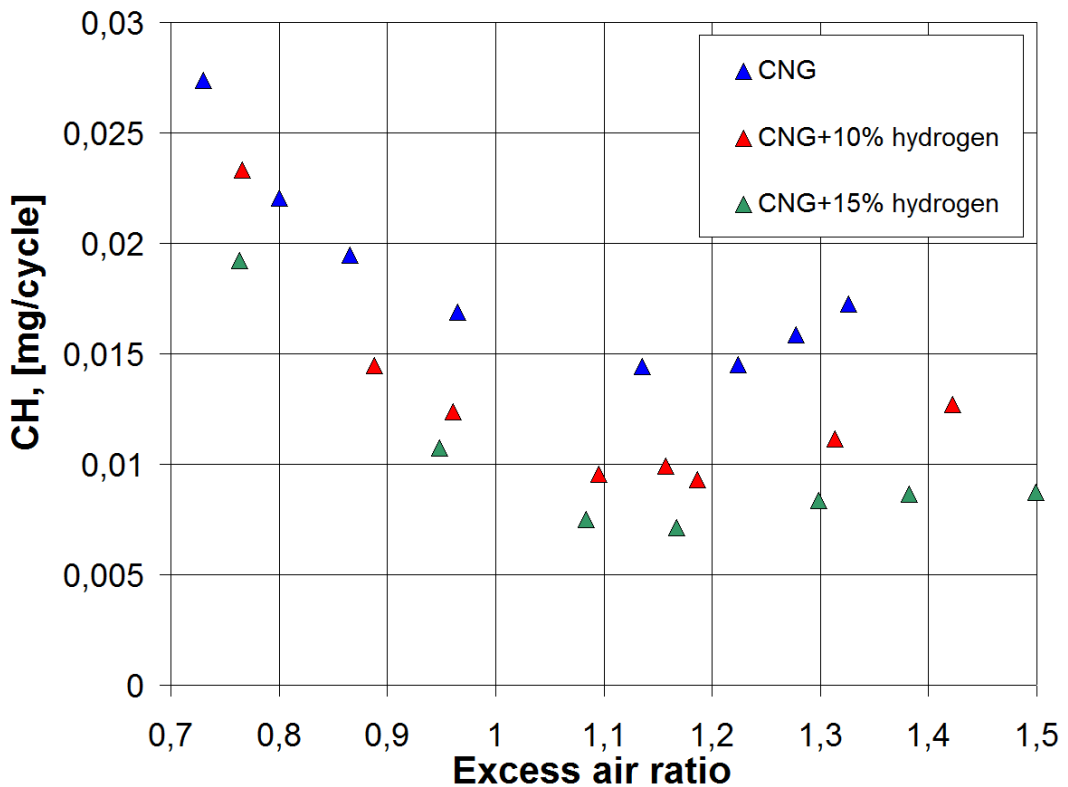


Рисунок 4.3 – Характеристики токсичности по несгоревшим углеводородам и температуры в УИТ-85 при работе на КПГ и КПГ с водородом

Также для наглядности на рисунке 4.4 приведено линейное соотношение максимальной температуры цикла с температурой в конце процесса сгорания. Эти температуры отражают два основных проблемных момента активно влияющих на процесс образования токсичных компонентов в процессе сгорания. А именно: максимальная температура отражает максимальную скорость окислительных реакций, а температура конца сгорания отражает термодинамические условия, при завершении активных окислительных реакций в связи с завершением процесса сгорания [4,5].

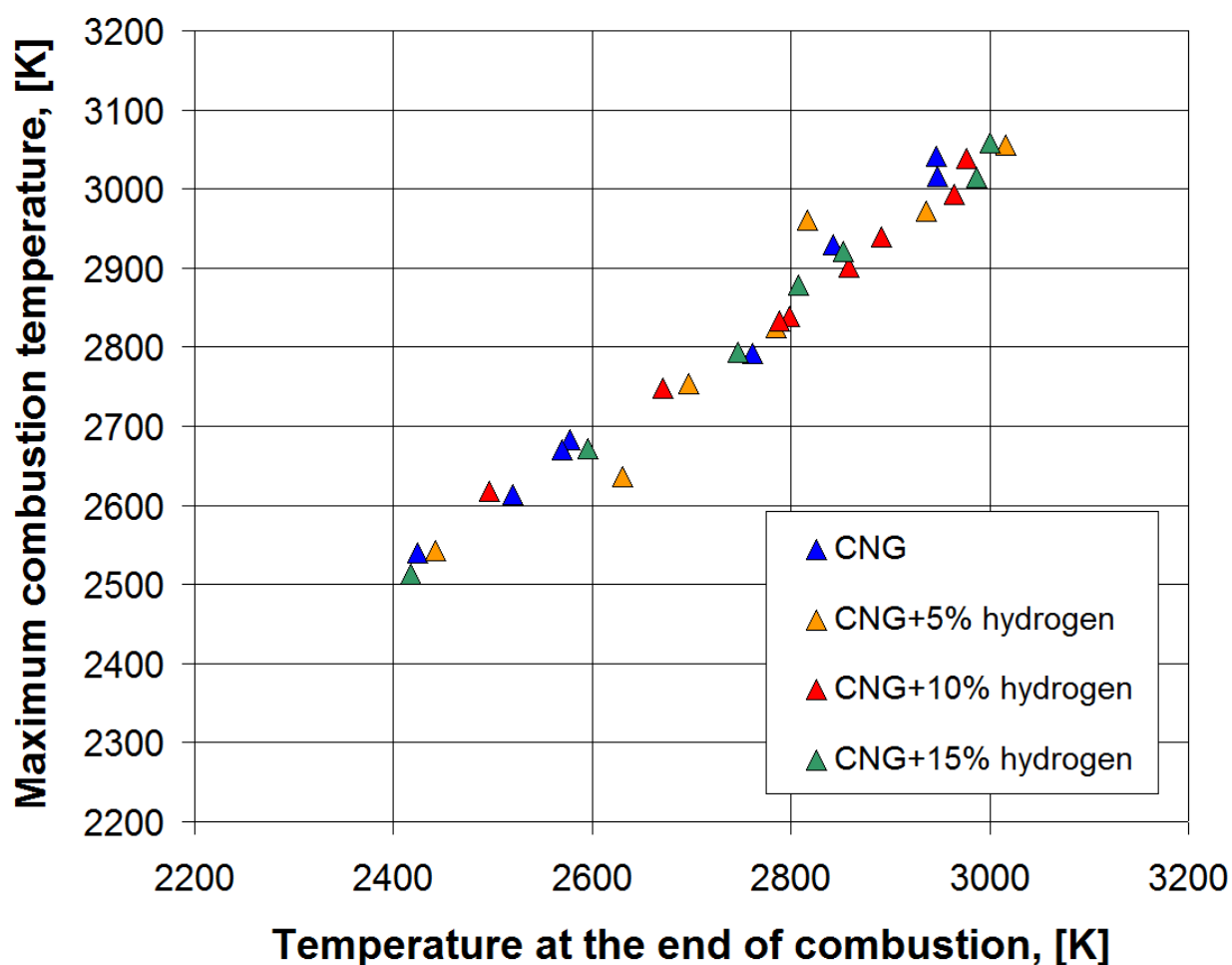


Рисунок 4.4 – Характеристики связи температуры конца сгорания с максимальной температурой цикла при сгорании в УИТ-85 при работе на КПГ и КПГ с водородом

При анализе экспериментальных данных получено, что обе рассматриваемые температуры имеют влияние на токсичность отработавших

газов. На рисунках 4.5, 4.6 и 4.7 приведены графики для тех температур влияние которых является более линейным. Оценивая взаимосвязь токсичности по СО с температурой конца сгорания (рисунок 4.5), отметим, что для смесей богатых кислородом количество СО минимально. Для смесей имеющих небольшой недостаток кислорода наблюдается повышение токсичности по СО, но оно связано с недостатком кислорода, и значимое влияние температуры не выявлено. То же самое касается и смесей со значительным недостатком кислорода, где наблюдается увеличение токсичности по СО при снижении температуры. Снижение температуры происходит из-за чрезмерного снижения скорости тепловыделения при обогащении смеси топливом, начиная с коэффициентов избытка воздуха менее 0.9. На токсичность по оксидов азота (NOx) большее влияние оказывает максимальная температура в цилиндре двигателя (рисунок 4.6). Здесь влияние температуры очевидно. Так для смесей, имеющих избыток кислорода основным механизмом образования NOx является термический механизм, на долю которого по мнению многих авторов приходится более 90% NOx в выхлопных газах [6,7]. Мы видим, что данное предположение имеет место и в наших результатах. Токсичность по NOx имеет максимум для смесей с избытком кислорода в районе коэффициента избытка воздуха 1.05 – 1.1, где температура соответствует 2900 – 2950К. Затем наблюдается падение температуры, что приводит к снижению NOx. При максимальных температурах цикла 2600К и ниже или 2450К и ниже для температуры конца сгорания наблюдается резкое уменьшение влияния температуры на токсичность по NOx [8,9]. Этот эффект говорит о том, что начиная с максимальной температуры 2600К и 2450К для температуры конца сгорания количество термических NOx резко снижается, и значительный вклад вносит механизм образования NOx во фронте пламени (быстрые NOx) [9,10]. Данный механизм является практически единственным при сгорании смеси со значительным недостатком кислорода. Это наблюдается для составов смеси с коэффициентом избытка воздуха менее 0.94. На NOx образующихся

во фронте пламени влияет скорость химических реакций и их энергоёмкость, что отражается ростом NOx при увеличении температуры сгорания. Также следует отметить наличие обоих механизмов примерно в равной мере влияющих на образование NOx в смесях имеющих незначительный недостаток кислорода [10]. Образование NOx определяется температурными характеристиками и количеством кислорода, а химический состав топлива не оказывает принципиального влияния на образование NOx.

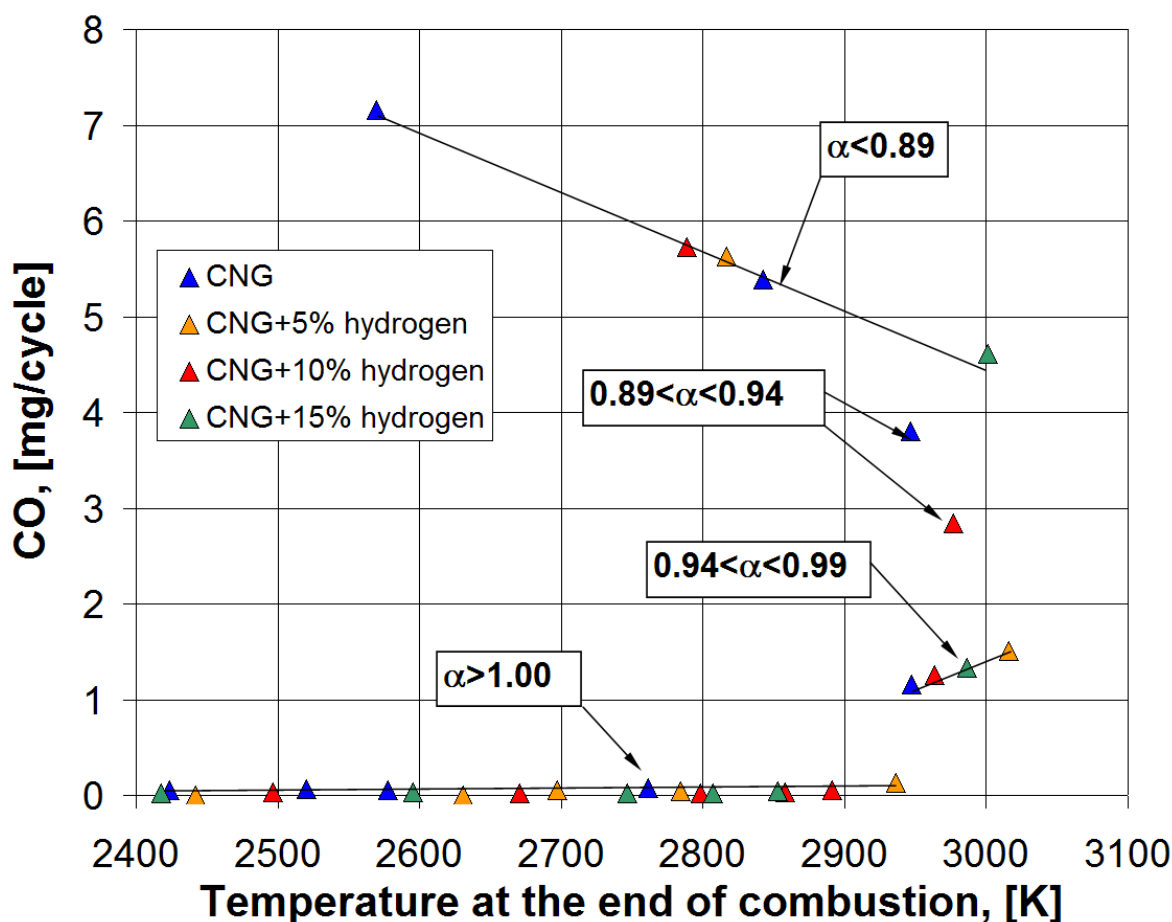


Рисунок 4.5 – Связь температуры с токсичными компонентами в отработавших газах: связь оксида углерода (CO) с температурой конца сгорания

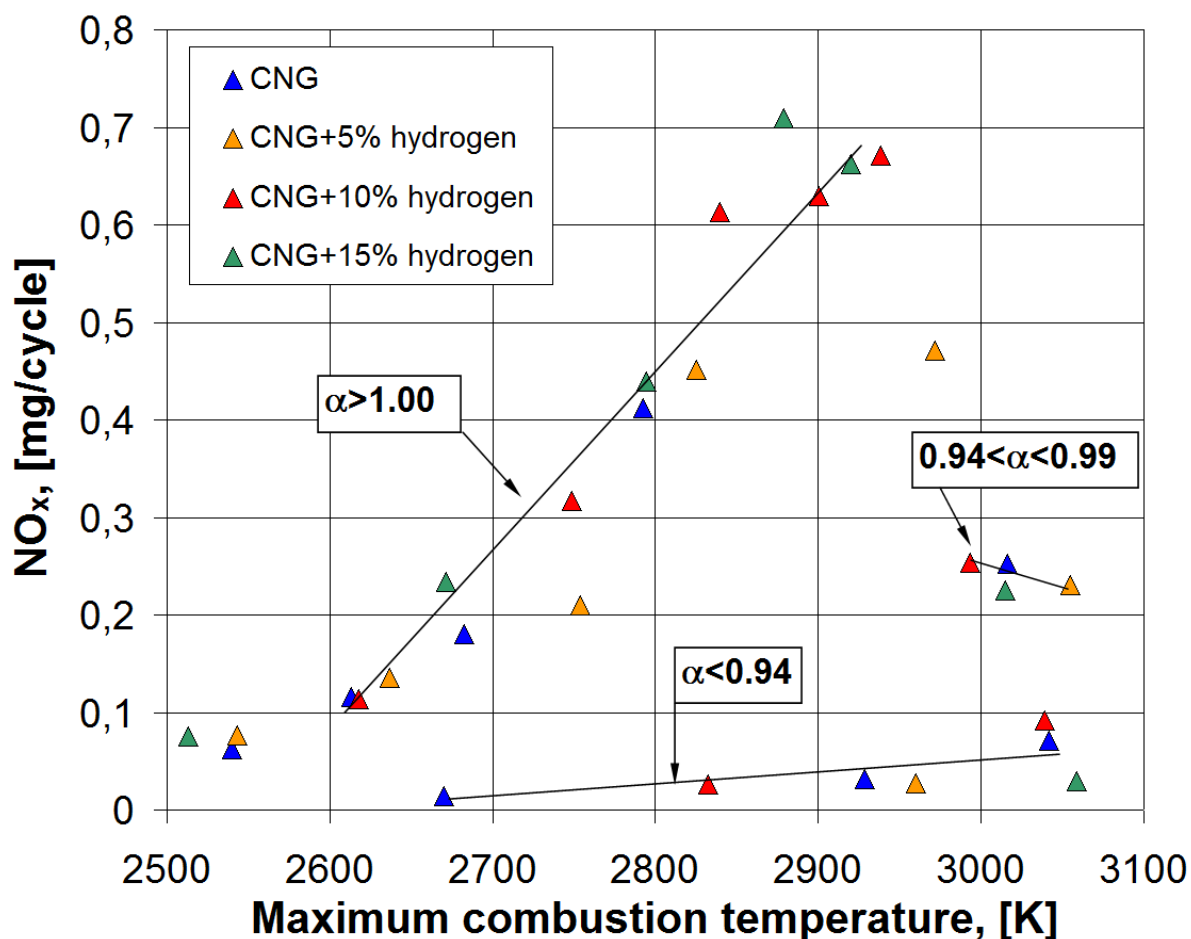


Рисунок 4.6 – Связь температуры с токсичными компонентами в отработавших газах: связь оксида азота (NO_x) с максимальной температурой цикла

Рассмотрим влияние температуры на условия образования unburned hydrocarbons (CH) в цилиндре двигателя (рисунок 4.7). Из рисунка 4.7, видно, что CH практически не зависят от температуры в процессе сгорания. Их содержания в большей мере зависит от достаточности кислорода для полного сгорания и уменьшения общего количества сгорающих углеводородов в связи с замещением углеводородного топлива (природного газа) водородом, который полностью сгорает, забирая с собой кислород. Поэтому для смесей имеющих значительный недостаток кислорода мы не можем увидеть уменьшение токсичности в связи с меньшей концентрацией CNG при добавке водорода. Рассматривая механизмы образования CH в цилиндре двигателя, в основном выделяют механизм образования CH в объеме в связи

с недостатком кислорода или при значительном снижении скорости сгорания. Это приводит к прорыву несгоревших СН в зону продуктов сгорания, где окислительные процессы значительно менее активны. Этот механизм, помимо состава смеси, также отражается температурой процесса сгорания [11]. Видно, что в нашем случае температуры сгорания превышают 2400К. Поэтому значительного снижения скорости сгорания в проведенных исследованиях не наблюдалось. Вторым механизмом образования СН, это механизм связанный с обрывом цепей горения в близи стенок. По причине активного снижения температуры смеси у стенки вследствие теплоотвода в стенку [11]. Этот же механизм имеет место при затухании пламени в зажатых объемах, которым является, в нашем случае, зона между поршнем и цилиндром до первого компрессионного кольца. В нашем случае конструкция двигателя в процессе экспериментов не менялась. Следовательно, влияние данного механизма мы отследить не сможем. Рассмотрим влияние площади стенок камеры сгорания в момент конца сгорания на токсичность по СН (рисунок 4.8). На рисунке 4.8 наглядно показана значимость увеличения площади стенок при увеличении длительности процесса сгорания на токсичность по СН. Принимая во внимание что при работе на смесях, имеющих избыток кислорода у нас имеется полное сгорание во фронте пламени. Следовательно, основным источником СН будет является пристеночный замороженный слой, увеличение площади которого линейно сказывается на токсичности по СН. При недостатке кислорода мы также наблюдаем линейную зависимость токсичности по СН и площади пристеночного слоя в конце процесса сгорания. Полученные линейные зависимости показывают, что к СН остающихся в пристеночном слое добавляются СН образующиеся в объеме в связи с недостатком кислорода. При этом влияние состава топлива определяется лишь в том, что с добавкой водорода увеличивается скорость горения. Это приводит к уменьшению площади пристеночного слоя. Других факторов снижения токсичности при добавке водорода в CNG не выявлено

при детальном термодинамическом анализе процесса сгорания. Это показывает, что хотя добавка водорода и снижает концентрацию углеводородного топлива, но в процессе сгорания водород полностью сгорает забирая с собой кислород. А более медленно горящему углеводородному топливу, при дефиците кислорода в смеси, его также не хватает. Это приводит к тому, что за фронтом пламени количество объемных углеводородов определяется общим недостатком кислорода и не зависит от доли водорода в топливе. Таким образом можно говорить, что водород как химический элемент не оказывает активирующего влияния на образование рассматриваемых токсичных компонентов. Его влияние сказывается на изменение термодинамических характеристик процесса сгорания, которые и влияют на условия образования токсичных компонентов.

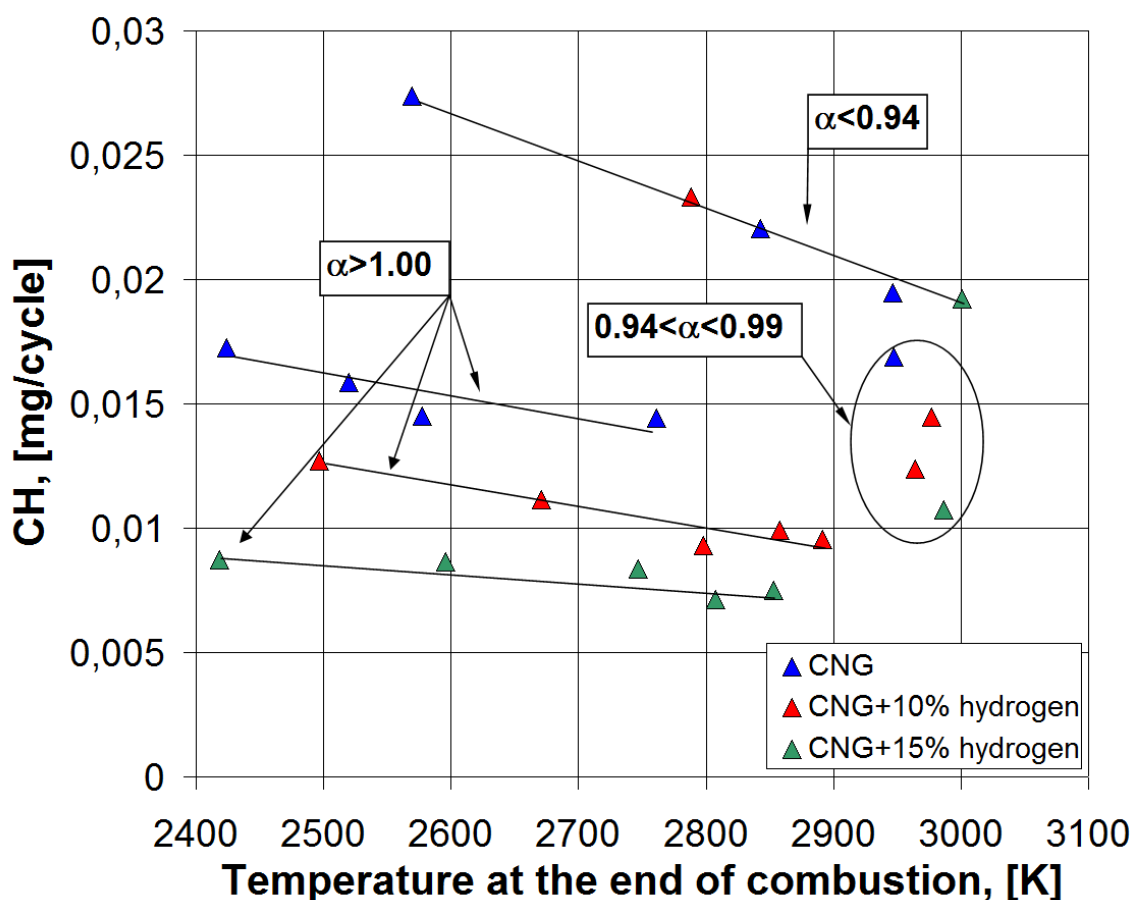


Рисунок 4.7 – Связь несгоревших углеводородов (CH) с температурой конца сгорания

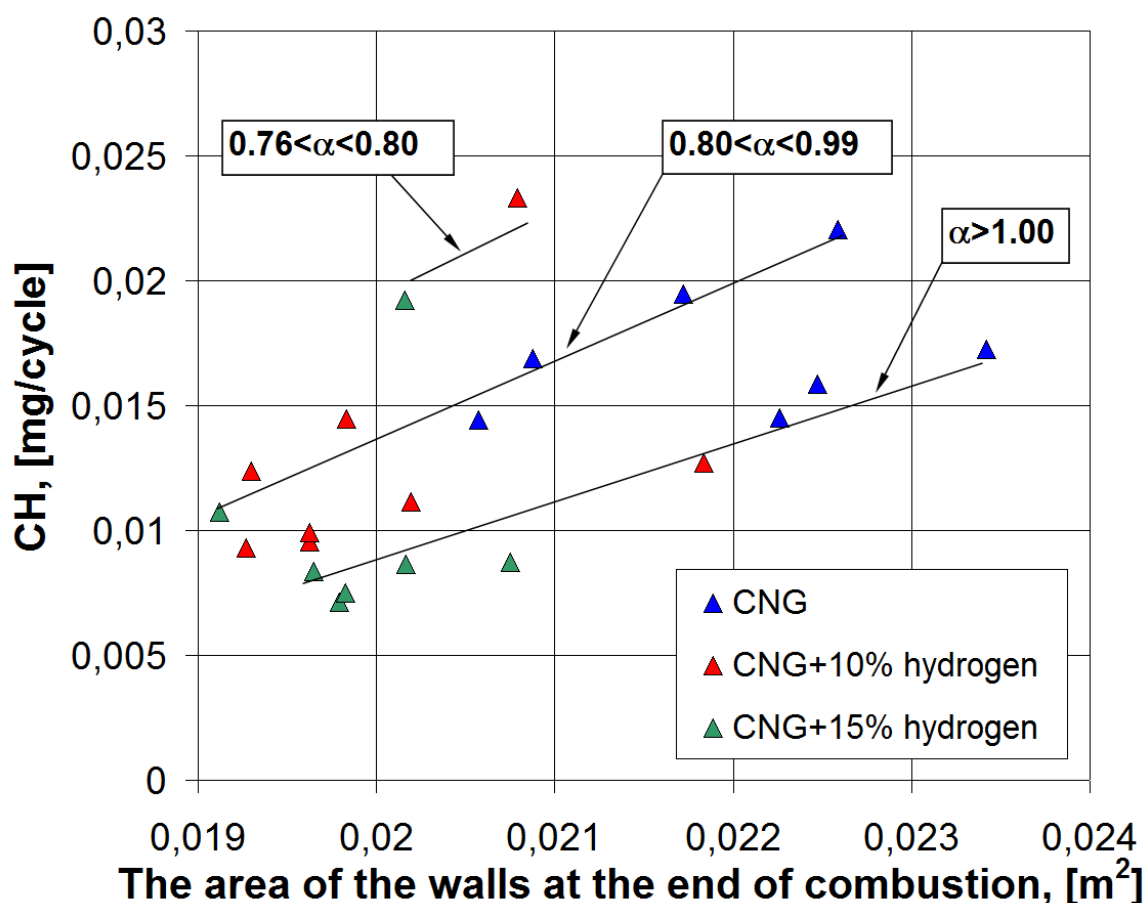


Рисунок 4.8 – Связь несгоревших углеводородов (CH) с площадью стенок в конце сгорания

При анализе факторов, влияющих на токсичность по CH, была выявлена зависимость количества CH в отработавших газах с энергией, введенной с топливом в цилиндр двигателя (рисунок 4.9). Полученные результаты на рисунке 4.9 хорошо коррелируются со сделанными выше выводами. Так увеличение энергии, вводимой в цилиндр с топливом при недостатке кислорода приводит к линейному увеличению токсичности по CH. При этом нет расслоения результатов в связи с добавкой водорода в CNG [12]. Это подтверждает сделанное утверждение о том, что водород полностью сгорает, а весь недостаток кислорода ложится на CNG. Поэтому влияния вида топлива на рисунке 4.9 для смесей с недостатком кислорода не выявлено. Для смесей с избытком кислорода, снижение токсичности по CH объясняется более быстрым сгоранием в меньшем объеме, что и приводит к полученным результатам.

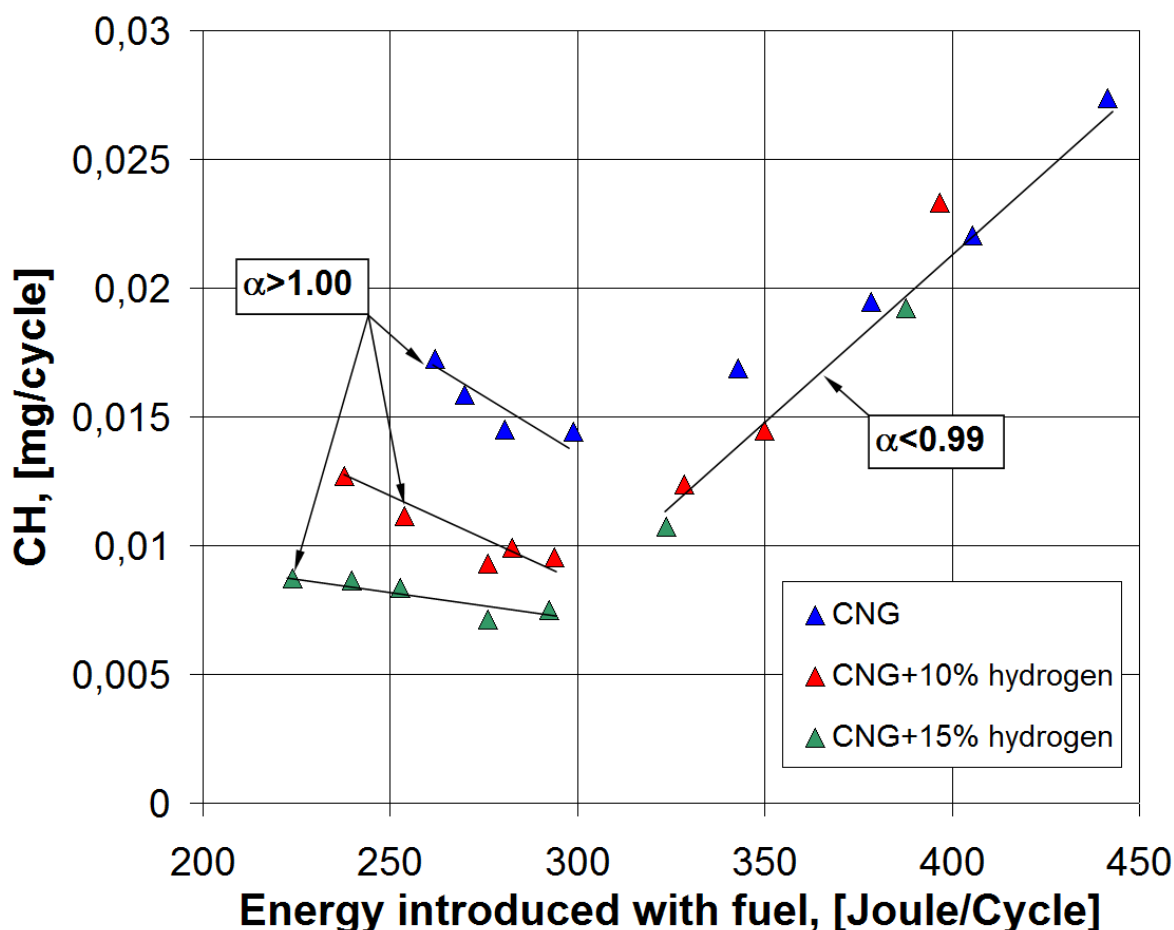


Рисунок 4.9 – Связь токсичности по СН с энергией, введенной с топливом в цилиндр

Помимо анализа влияния термодинамических характеристик процесса сгорания на токсичность отработавших газов, была проведена оценка возможности определения токсичности отработавших газов двигателя с искровым зажиганием по характеристикам электропроводности пламени. Основной характеристикой электропроводности пламени является величина амплитуды сигнала ионного тока. Наибольшую корреляцию показала амплитуда ионного тока с датчика установленного в 80 мм от свечи зажигания. На рисунке 2.3 он обозначен как датчик электропроводности 2. Лучшая корреляция электропроводности на удаленном от свечи зажигания датчике объясняется тем, что именно характеристики завершения сгорания во многом определяют токсичность отработавших газов. Поэтому проведенное сравнение приведено именно по датчику электропроводности 2.

Сравнение характеристик токсичности с величиной амплитуды сигнала ионного тока приведены на рисунках 4.9, 4.11 и 4.12. Начнем анализ связи токсичности с электропроводностью с рисунка 4а, где приведена токсичность по СН. Можно отметить наличие явной корреляции между токсичностью по СН и амплитудой сигнала ионного тока, для смесей, не имеющих недостатка кислорода. В тоже время сгорание при недостатке кислорода происходит при высоких скоростях сгорания, что приводит к росту ионного тока. Но дефицит кислорода увеличивает количество объемных СН, тем самым делая мониторинг токсичности СН по амплитуде сигнала для этих составов не возможным.

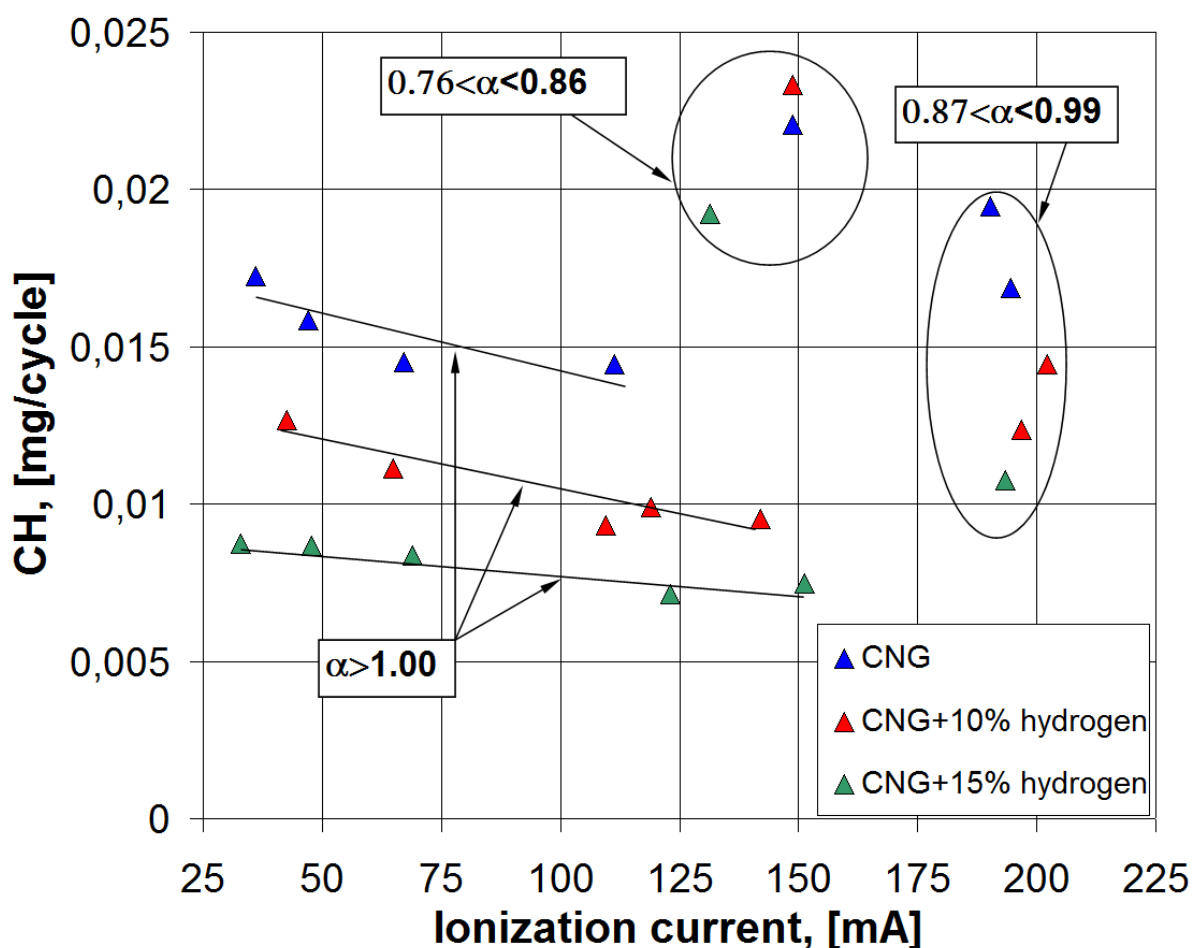


Рисунок 4.10 – Связь токсичности по СН с характеристиками электропроводности пламени в конце основной фазы процесса сгорания

Для связи токсичности по NO_x с амплитудой сигнала ионного тока (рисунок 4.11) наблюдается большая величина корреляции, чем с токсичностью по CH . Так имеется явная корреляция в зоне смесей с избытком кислорода, где доминирует термический механизм образования NO_x . Также хорошо коррелируются характеристики токсичности по NO_x в зоне смесей со значительным недостатком кислорода, где основным является механизм образования NO_x во фронте пламени. В зоне коэффициентов избытка воздуха $0.94 - 0.99$ электропроводность пламени находится на максимальном уровне и слабо изменяется при добавке водорода в CNG, что делает затруднительным оценку токсичности в этом диапазоне для всех исследуемых токсичных компонентов.

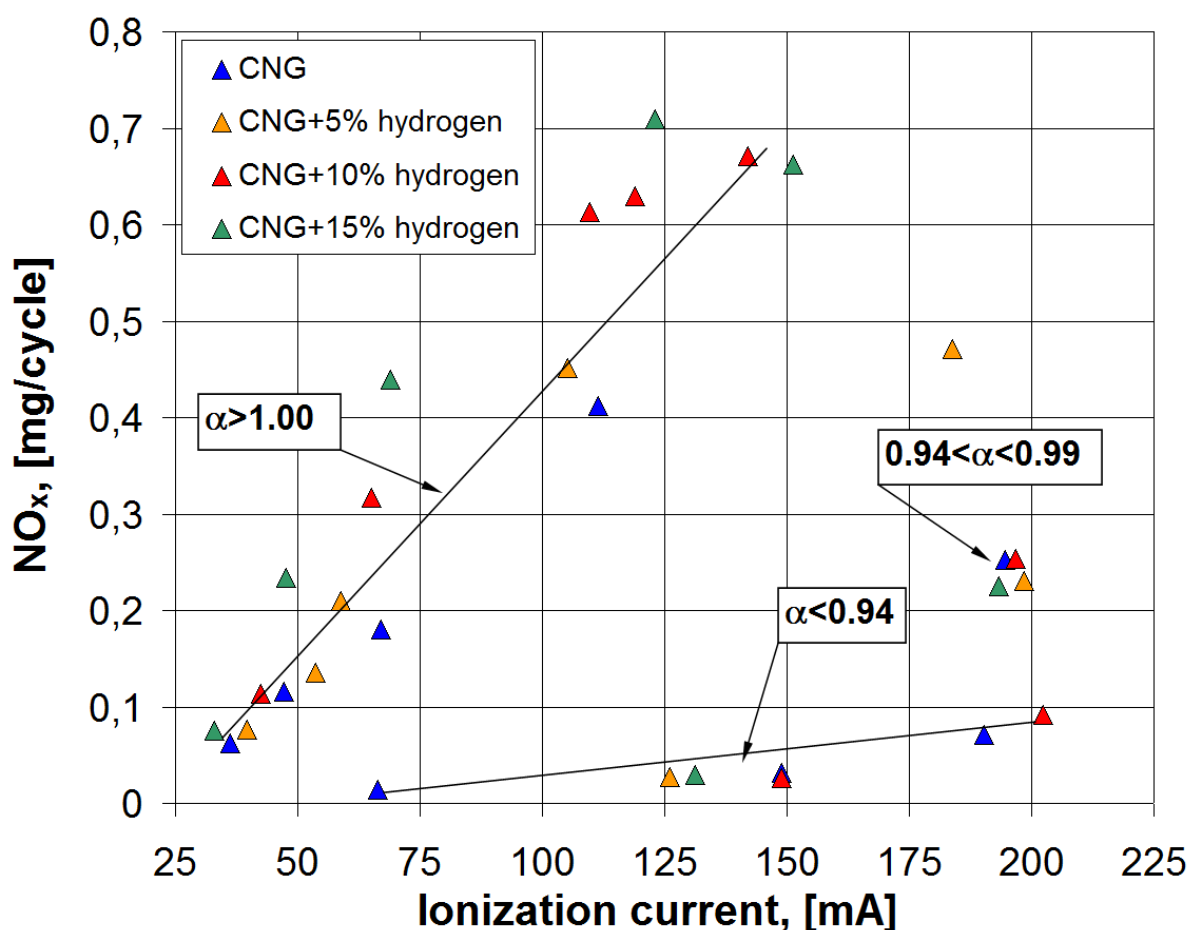


Рисунок 4.11 – Связь токсичности по оксидам азота (NO_x) с характеристиками электропроводности пламени в конце основной фазы процесса сгорания

Рассматривая связь токсичности по СО с амплитудой сигнала ионного тока (рисунок 4.12), можно отметить возможность корреляции только для смесей с коэффициентами избытка воздуха менее 0.94. Так как в зоне коэффициентов избытка воздуха 0.94 – 0.99, корреляция затруднена по ранее отмеченным причинам. А в зоне смесей с коэффициентом избытка воздуха более 1 токсичность по СО имеет минимальные значения и различается на уровень погрешности газоанализатора. Тем самым анализ токсичности по СО при помощи электропроводности пламени не имеет практического смысла.

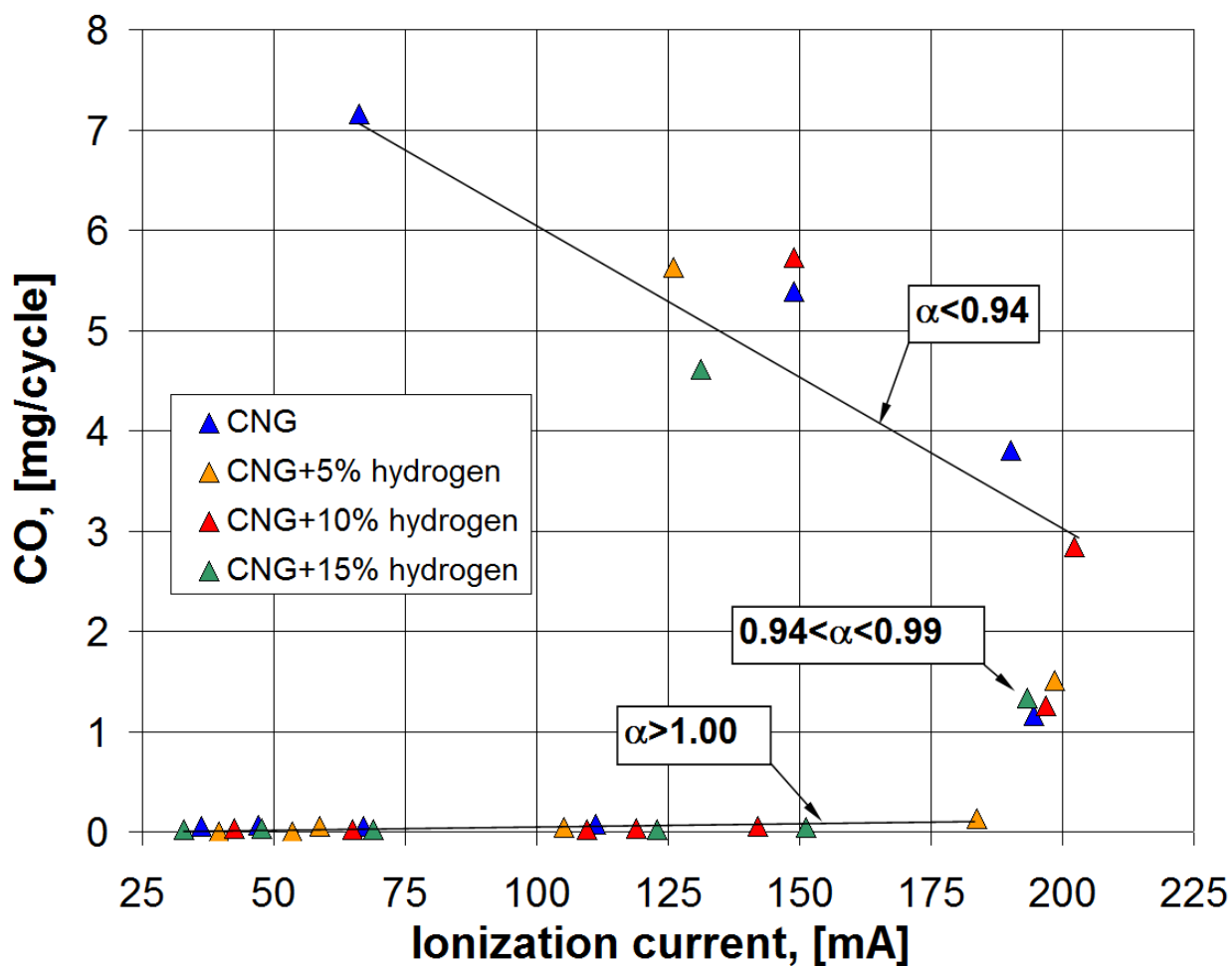


Рисунок 4.12 – Связь токсичности оксидом углерода (СО) по с характеристиками электропроводности пламени в конце основной фазы процесса сгорания

Полученные результаты показали значимость термодинамического анализа для оценки возможностей снижения токсичности по основным токсичным компонентам. Проведенный анализ показал, что считающееся снижение токсичности, приписываемое активирующим процесс горения свойствам водорода, является не совсем верным. Водород, как показал проведенный термодинамический анализ, приводит к изменению условий сгорания. Это сказывается в увеличении температуры и уменьшении площади пристеночного слоя при завершении сгорания. В тоже время полученные данные говорят о том, что добившись таких же термодинамических характеристик за счет изменении степени сжатия и угла опережения зажигания, мы получим те-же изменения токсичности, как и при добавке водорода. Таким образом водород влияет на токсичность только в рамках изменения термодинамических характеристик процесса сгорания и не является катализатором для образования токсичных компонентов. Анализ возможностей регулирования токсичности по амплитуде ионного тока во фронте пламени выявил некоторые закономерности. Так по амплитуде ионного тока эффективно можно оценивать токсичности по NO_x и CH в области смесей с коэффициентом избытка воздуха более 1, а также токсичность по NO_x в области смесей с коэффициентом избытка воздуха менее 0.94.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты работы могут быть представлены следующими выводами:

1. Показано влияние температуры в процессе сгорания на механизмы образования NO_x и CO , при учете соотношения воздуха к топливу.

2. Выявлено, что по температуре и площади стенок в конце завершения сгорания, можно оценивать токсичность по CH , при учете соотношения воздуха к топливу.

3. Выявлено, что водород оказывает значительное влияние на термодинамические характеристики процесса сгорания, тем самым влияя на токсичность двигателя по CH , NO_x и CO . При этом эффекта замещения основного углеводородного топлива на снижение токсичности в следствии уменьшении концентрации углеводородного топлива в цилиндре двигателя не выявлено. Наоборот показано, что добавка водорода в CNG при тех же термодинамических условиях не сказывается на токсичности по CH в пристеночном слое или в концентрации CH за фронтом пламени при одинаковом недостатке кислорода.

4. Проведенная оценка возможности определения токсичных компонентов по амплитуде ионного тока показала возможность данного подхода при оценке токсичности по NO_x и CH в области смесей с коэффициентом избытка воздуха более 1. А также токсичность по NO_x в области смесей с коэффициентом избытка воздуха менее 0.94.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Stocky, J. F. An Examination of the Performance of Spark Ignition Engines Using Hydrogen-Supplemented Fuels [Текст] / J. F. Stocky, M. W. Dowdy, T. G. Vanderbrug // California Institute of Technology. SAE paper No. 750027. 1975.
2. Sher, E. Measurement and Predictions of the Performance and Emissions of a SX Engine Fueled With Hydrogen-Enriched Gasoline [Текст] / E. Sher, Y. Hacoen // Beer Sheva, Israel, 1988.
3. Elemam, S. H. A Study on the Combustion of Alternative Fuels in Spark-Ignition Engines [Текст] / S. H. Elemam, A.A. Desoky // International Journal of Hydrogen Energy, Vol 10, No. 7-8, pp. 497-504, 1985
4. Shudo, T. Thermal Efficiency Analysis in a Hydrogen Premixed Combustion Engine [Текст] / T. Shudo, Y. Nakajima, T. Futakuchi // JSAE Review, Vol 21, pp. 177-182, 2000.
5. Das, L. Exhaust Emission Characterization of Hydrogen-Operating Engine System: Nature of Pollutants and Their Control Techniques [Текст] / International Journal of Hydrogen Energy, Vol 16, No. 11, pp. 765-775, 1991.
6. Hansel, J.G. Safety Considerations in the Design of Hydrogen-powered Vehicles [Текст] / J.G. Hansel, G.W. Mattem, R.N. Miller // International Journal of Hydrogen Energy, Vol 18, No. 9, pp. 783-790, 1993.
7. Das, L. M. Fuel Induction Techniques For a Hydrogen Operated Engine [Текст] / International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 15, No. 11, pp. 833-842, 1990.
8. Das, L. M. Performance evaluation of a hydrogen-fueled spark ignition, engine using electronically controlled solenoid-actuated injected system [Текст] / L.M. Das, R. Gulad, P.K. Gupta, // International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 25, pp. 569-579, 2000.

9. Belogub, A. V. Fuel Supply System Construction of Gasoline/Hydrogen Automobiles [Текст] / A.V. Belogub, G.B. Talda // International Journal of Hydrogen Energy, VoL 16, No. 6, pp. 417-421, 1991.
10. Lee, S.J. Combustion Characteristics of Intake Port Injection Type Hydrogen Fueled Engine [Текст] / S.J. Lee, H.S. Yi, E.S. Kim // International Journal of Hydrogen Energy, VoL 20, No. 4. pp. 317-322, 1995.
11. Al-Gami, M. A Simple and Reliable Approach for the Direct Injection of Hydrogen in Internal Combustion Engines at Low and Medium Pressures [Текст] / International Journal of Hydrogen Energy, VoL 20, No. 9, pp. 723-726,1995.
12. Homan, H.S. The Effect of Fuel Infection on NO_i Emissions and Undesirable Combustion for Hydrogen-rueled Piston Engines [Текст] / H.S. Homan, P.C.T. De Boer, W.J. Mclean // International Journal of Hydrogen Energy, VoL 8, No. 2, pp. 131-146, 1983.
13. Green, R. K. High-pressure Hydrogen Injection for Internal Combustion Engines [Текст] / R.K. Green, N.D. Glasson // International Journal of Hydrogen Energy, VoL 17, No. 11, pp.895-901,1992
14. Glasson, N. D._r and Green, R. K.: "Performance of a Spark-ignition Fueled with Hydrogen using a High-pressure Injector [Текст] / N.D. Glasson, R.K. Green // International Journal of Hydrogen Energy, Vol. 19, No. 11, pp. 917-923,1994.
15. Williamson, M. H. Wiring diagram of Injection Control Unit [Текст] / Private Communication, 2001.
16. Suwanchotchoung, N. Development of a Test Facility foe Evaluation of a Dual Fueled, Single-Cylinder, Spark Ignition Engine [Текст] / Vanderbilt University Graduate School, M. Sc. Thesis, May 1995.
17. Gurtner, D.M. Terformance and Emission Effects of Propane as a Secondary Fuel of a Single-Cylinder, Spark Ignition Engine [Текст] / Vanderbilt University Graduate School, M. Sc Thesis, May 1997.

18. Wallington, T.J. Automotive fuels and internal combustion engines: a chemical perspective [Текст] / T. J. Wallington, E. W. Kaiser, J. T. Farrell // The Royal Society of Chemistry – 2006. – Vol. 35. – P. 335–347. – DOI: 10.1039/B410469M
19. Das, L.A comparative evaluation of the performance characteristics of a spark ignition engine using hydrogen and compressed natural gas as alternative fuels [Текст] / L. Das, R. Gulati, P. Gupta // International Journal of Hydrogen Energy. – 2000. – Vol. 25(8). – P. 783-93. – doi:10.1016/S0360-3199(99)00103-2
20. Ranjan, R. Emission characteristic of hydrogen and gasoline blend in spark-ignited engine / R. Ranjan, R.K. Tyagi [Текст] // International Journal of Ambient Energy. – 2015. – DOI: 10.1080/01430750.2015.1023840
21. Das, L.M. Hydrogen engine: research and development programmes in Indian Institute of Technology [Текст] / L.M. Das // Delhi, International Journal of Hydrogen Energy. – 2002. – Vol. 27(9). – P.953-65. – doi:10.1016/S0360-3199(01)00178-1
22. Unich, A. The impact of natural gas – hydrogen blends on internal combustion engines performances and emissions [Текст] / A. Unich, B. Morrone, A. Mariani // SAE paper. – 2009. – Vol. 2009-24-0102. – DOI: [10.4271/2009-24-0102](https://doi.org/10.4271/2009-24-0102)
23. Sierens, R. Variable composition hydrogen/natural gas mixtures for increased engine efficiency and decreased emissions [Текст] / R. Sierens, E. Rosseel // Eng. Gas Turbines Power. – Vol. 122(1). – P. 135-40 – doi:10.1115/1.483191
24. Mohammed, S.E. Analysis of engine characteristics and emissions fueled by in-situ mixing of small amount of hydrogen in CNG [Текст] / S.E. Mohammed, M.B. Baharom, A.R. Aziz // International Journal of Hydrogen Energy. – 2011. Vol. 36(6). – P. 4029-37. – DOI: 10.1016/j.ijhydene.2010.12.065}

25. Ma, F. Experimental study on thermal efficiency and emission characteristics of a lean burn hydrogen enriched natural gas [Текст] / F. Ma, Y. Wang, H. Q. Liu, Y. Li // International Journal of Hydrogen Energy. – 2007. – Vol. 32 – P. 5067–75. – DOI: [10.1016/j.ijhydene.2007.07.048](https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2007.07.048)
26. Wallace, J.S. Hythane and CNG fuelled engine exhaust emission comparison [Текст] / J.S. Wallace, A.I. Cattelan // Proceedings 10th World Hydrogen Energy Conference. – 1994. – P. 1761–1770.
27. Al-Janabi, H. A prediction study of the effect of hydrogen blending on the performance and pollutants emission of a four stroke spark ignition engine [Текст] / H. Al-Janabi, S. Al-Baghdadi // International Journal of Hydrogen Energy. – 1999. – Vol. 24. – P. 363–75.
28. Chatterjee, A. Combustion performance and emission characteristics of hydrogen as an internal combustion engine fuel [Текст] / A. Chatterjee, S. Dutta, B. K. Mandal // Journal of Aeronautical and Automotive Engineering (JAAE). – 2014. – Volume 1, Number 1; September. – P. 1-6
29. Tinaut, F.V. Prediction of performance and emissions of an engine fuelled with natural gas/hydrogen blends [Текст] / F.V. Tinaut, A. Melgar, B. Gimenez, M. Reyes // International Journal of Hydrogen Energy. – 2011. – Vol. 36. – P. 947–56. – <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2010.10.025>
30. Andrea, T. D. Formation and restraint of toxic emissions in hydrogen-gasoline mixture fuelled engine [Текст] / T. D. Andrea, P. F. Henshaw, D. S. K. Ting // International Journal of Hydrogen Energy. – 1998. – Vol. 23. – P. 971–5. – [https://doi.org/10.1016/S0360-3199\(97\)00141-9](https://doi.org/10.1016/S0360-3199(97)00141-9)
31. Ji, C. Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a spark ignition gasoline engine at lean conditions [Текст] / C. Ji, , S. Wang // International Journal of Hydrogen Energy. – 2009. – Vol. 34. – P. 7823–34. – DOI: [10.1016/j.ijhydene.2009.06.082](https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.06.082)
32. Zervas, E. Influence of fuel and air/fuel equivalence ratio on the emission of hydrocarbons from a SI engine [Текст] / E. Zervas, X. Montagne, J. Lahaye

- // Fuel. – 2004. – Vol. 83(17-18). – P. 2301-2311. – DOI: [10.1016/j.fuel.2004.06.029](https://doi.org/10.1016/j.fuel.2004.06.029)
33. Smolenskaya, N.M. Research of polytropic exponent changing for influence evaluation of actual mixture composition on hydrocarbons concentration decreasing on deep throttling operation [Текст] / N.M. Smolenskaya, V.V. Smolenskii, I.Bobrovskij // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 50 (2017) 012016 doi:10.1088/1755-1315/50/1/012016.
34. Smolenskaya, N.M. Increase in the thermodynamic efficiency of the working process of spark-ignited engines on natural gas with the addition of hydrogen [Текст] / N.M. Smolenskaya, V.V. Smolenskii, N.V. Korneev // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 121 (2018) 052009 doi :10.1088/1755-1315/121/5/052009.
35. Li H., Karim G.A. Knock in spark ignition hydrogen engine [Текст] / H. Li, G.A. Karim // International Journal of Hydrogen Energy 2004; 29(8):859-65. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2003.09.013>
36. Sharma S. K., Goyal P. and Tyagi R. K. Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engine: A Review of Technical Feasibility [Текст] / S.K. Sharma, P. Goyal, R.K. Tyagi // International Journal of Performability Engineering, Vol. 11, No. 5, September 2015, pp. 491-501.
37. Xu, J. Experimental Study of a Single Cylinder Engine Fueled with Natural Gas – Hydrogen Mixtures [Текст] / J. Xu, X. Zhang, J. Liu, L. Fan // International Journal of Hydrogen Energy 35(7) (2010) 2909-2914. DOI: [10.1016/j.ijhydene.2009.05.039](https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2009.05.039)
38. Kahraman, E. An experimental study on performance and emission characteristics of a hydrogen fuelled spark ignition engine [Текст] / E. Kahraman, S.C. Ozcanlı, B. Ozerdem // International Journal of Hydrogen Energy 32 (2007) 2066 – 2072. DOI: [10.1016/j.ijhydene.2012.09.037](https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.09.037)
39. Русаков, М.М., Оценка токсичности бензинового двигателя при добавках водорода в режимах пуска и прогрева [Текст] / М.М. Русаков, Л.Н. Бортников, А.Н. Афанасьев, Д.А. Павлов // Ежемесячный

- теоретический и прикладной научно-технический журнал «Автотракторное электрооборудование», № 1, 2005.
40. Павлов, Д.А., Токсичность автомобиля ВАЗ-21102 при добавке водорода на режимах пуска и прогрева [Текст] / Д.А. Павлов, Л.Н. Бортников, А.Н. Афанасьев, М.М. Русаков, В.А. Тимчук, В.Е. Лукашев // Международный симпозиум «Образование через науку»: Сб. научных трудов - Москва, МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005.
41. Русаков, М.М., Водород и ДВС автомобиля [Текст] / М.М. Русаков, Д.А. Павлов, А.П. Шайкин, Л.Н. Бортников, А.Н. Афанасьев // Международная научно-техническая конференция «Рабочие процессы и технология двигателей»: Сб. статей - Казань, КГТУ им. А.Н. Туполева, Институт авиации, наземного транспорта и энергетики, 2005.
42. Ивашин, П.В., Взаимосвязь ионного тока в камере сгорания бензинового ДВС и концентрации несгоревших углеводородов в отработавших газах [Текст] / П.В. Ивашин, А.П. Шайкин // Наука производству, №5, М., 2005. С. 10-12.
43. Кульчицкий, А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие [Текст] / А.Р. Кульчицкий // Владимирский гос. университет. Владимир, 2000.
44. Образование и разложение загрязняющих веществ в пламени [Текст] / перевод с англ. Ю.Ф. Дитякина // Машиностроение. М. 1981.
45. Воинов, А.И., Процессы сгорания в быстроходных поршневых двигателях [Текст] / А.И. Воинов // М.: Машиностроение. 1977.
46. Асмус, Т.У. Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями [Текст] / Т.У. Асмус, К. Бргннакке и др.; под ред. Д.Хиллиарада, Дж.С. Спрингера; перевод с англ. Васильева; под ред. А.В. Кострова // – М.: Машиностроение, 1988.
47. Основы горения углеводородных топлив [Текст] / перевод с англ. под ред. Л.И. Хитрина и А.И. Попова // – Изд. иностр. литературы. – 1960

48. Защита атмосферы от промышленных загрязнений: Справ. Изд.: Ч.1: Пер. с англ. [Текст] / Под ред. С. Калверта, Г.М. Инглунда // Металлургия, 1988.
49. Иссерлин, А.С. Основы сжигания газового топлива [Текст] / А.С. Иссерлин // Справ. Пособие. - Л.: 1987
50. Звонов, В.А., Токсичность двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В.А. Звонов // М.: Машиностроение, 1981.
51. Жегалин, О.И., Снижение токсичности автомобильных двигателей [Текст] / О.И. Жегалин, П.Д. Лукачев // - М.: Транспорт, 1985.
52. Ивашин, П.В., Электропроводность пламени, средняя скорость сгорания и концентрация несгоревших углеводородов в ОГ бензиновых двигателей [Текст] / П.В. Ивашин, П.В. Коломиец, А.П. Шайкин, В.И. Строганов // Автотракторное электрооборудование № 1-2, 2004, с. 38 – 39.
53. Степанов, Е.М., Ионизация в пламени и электрическое поле [Текст] / Е.М. Степанов, Б.Г. Дьячков // М.: Металлургия, 1968.
54. Аравин, Г.С., Ионизация пламенных газов в условиях бомбы и двигателя [Текст] / Г.С. Аравин // Дис. ИХФ АН СССР, 1952.
55. Иноземцев, Н.В., Процесс сгорания в двигателях [Текст] / Н.В. Иноземцев, В.К. Кошкин, Под Общ. ред. Н.В. Иноземцева // М.: изд-во 1-я тип. Машгиза в Лгр., 1949
56. Ивашин, П. В. Зависимость концентрации несгоревших углеводородов в отработавших газах бензиновых ДВС от скорости распространения пламени и ионного тока [Текст]: автореферат дис. ... кандидата технических наук : 05.04.02 / П. В. Ивашин // Тольятти, 2004. - 23 с.
57. Смоленский, В.В. Особенности процесса сгорания в бензиновых двигателях при добавке водорода в топливно-воздушную смесь [Текст]: автореферат дис. кандидата технических наук : 05.04.02 / В. В. Смоленский - Тольятти, 2007. - 20 с.

58. Ивашин, П.В., Взаимосвязь электропроводности пламени и показателя сгорания в бензиновых двигателях [Текст] / П.В. Ивашин, П.В. Коломиец, В.В. Смоленский, А.П. Шайкин // Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров. Материалы 49-ой МНТК ААИ. 23-24 марта, 2005г. МГТУ «МАМИ». – М: 2005. – С. 94-99
59. Rajamani, P. Optimization of Geometry and Parameter Affecting Combustion for Four Stroke LPG Engine using CFD [Текст] / P. Rajamani, S. Palani, S. S. Subramanian // SAE Technical Paper, 2010- 32-0009, 2010.
60. Bakshi, S. Boost Port Injection of LPG in a Two – Stroke SI Engine for Reduction in HC Emissions [Текст] / S. Bakshi, A. Ramesh // SAE Technical Paper, 2013-01-0584, 2013.
61. Park, C. Effect of Injection Timing Retard on ISI Strategy in Lean-burning LPG Direct Injection Engines [Текст] / C. Park, Y. Park, S. Oh, Y. Lee, T. Y. Kim // SAE Technical Paper, 2013-01-2636, 2013.
62. Saraf, R.R. Case Study on Endurance Test of LPG Automobile Engine [Текст] / R. R. Saraf, S. S. Thipse, P. K. Saxena // SAE Technical Paper, 2008-01-2756, 2008.
63. Krishnan, S. Gasoline To Gas – Revolution [Текст] / S. Krishnan, D. S. Kulkarni, J. P. Mohite, S. D. Rairikar, K. P. Kavathekar // SAE Technical Paper, 2005-26-033, 2005.
64. Sulaiman, M.Y. Performance of Single Cylinder Spark Ignition Engine Fueled by LPG [Текст] / M. Y. Sulaiman, M. R. Ayob, I. Meran // Procedia Eng., vol. 53, pp. 579–585, Jan. 2013.
65. Baker, P. MPI Air/Fuel Mixing for Gaseous and Liquid LPG Reprinted From: SI Combustion and Direct Injection SI Engine Technology [Текст] / P. Baker, H. Watson // SAE Technical Paper, 2005-01- 0246, 2005.
66. Mizushima, N. Combustion Characteristics and Performance Increase of an LPG-SI Engine with Liquid Fuel Injection System [Текст] / N. Mizushima,

- S. Sato, Y. Ogawa, T. Yamamoto, U. Sawut, B. Takigawa, G. Konagai // SAE Technical Paper, 2009-01-2785, 2009.
67. Alagumalai, A. Combustion characteristics of lemongrass (*Cymbopogon flexuosus*) oil in a partial premixed charge compression ignition engine [Текст] / A. Alagumalai // Alexandria Eng. J., vol. 54, no. 3, pp. 405–413, 2015.
68. Yusri, M. Experimental investigation of combustion, emissions and thermal balance of secondary butyl alcohol-gasoline blends in a spark ignition engine [Текст] / M. Yusri, R. Mamat, W. H. Azmi, G. Najafi, N. A. C. Sidik, O. I. Awad // Energy Convers. Manag., vol. 123, pp. 1-14, 2016.
69. Phuong, P. X. Comparison of Liquid and Gaseous Liquefied Petroleum Gas Injection in a Spark Ignition Engine [Текст]/ Master Thesis, University of Melbourne, 2006.
70. Shehata, M. S. Cylinder pressure, performance parameters, heat release , specific heats ratio and duration of combustion for spark ignition engine [Текст] / Energy, vol. 35, no. 12, pp. 4710–4725, 2010.
71. Djouadi, A. Combustion study of a spark-ignition engine from pressure cycles [Текст] / A. Djouadi, F. Bentahar // Energy, 101, 211–217, 2016.
72. Yuan, C. An experimental research on the combustion and heat release characteristics of a free-piston diesel engine generator [Текст] / C. Yuan, H. Feng, Y. He // Fuel, vol. 188, pp. 390–400, 2017.
73. Ceviz, A. Determination of cycle number for real in-cylinder pressure cycle analysis in internal combustion engines [Текст] / A. Ceviz, B. Çavus, F. Kaya, I. V. Oner // Energy, vol. 36, pp. 2465–2472, 2011.