

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)

13.04.03 «Энергетическое машиностроение»  
(код и наименование направления подготовки)

Водородная энергетика и декарбонизация в энергетических системах  
(направленность (профиль))

## ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)

на тему Современные вопросы применения водорода в поршневых ДВС

Обучающийся

А.В. Макаруч  
(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Научный  
руководитель

к.т.н., доцент, В.В. Смоленский  
(ученая степень, ученое звание, Инициалы Фамилия)

Тольятти 2024

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	3
Глава 1 Анализ литературных источников о использовании водорода в поршневых двигателях внутреннего сгорания .....	6
1.1 Впрыск топлива/смешивание .....	6
1.2 Инжекторное устройство (форсунки).....	10
1.3 Зажигание .....	12
1.4 Необычные процессы горения, наблюдаемые в водородных ДВС .....	13
1.5 Особенности адаптации двигателя внутреннего сгорания для работы на водороде .....	21
Глава 2 Описание экспериментального оборудования .....	49
2.1 Оборудование для эксперимента и измерительные приборы	49
2.2 Процедура термодинамического исследования цикла в бензиновом двигателе внутреннего сгорания .....	51
Глава 3 Обзор результатов экспериментальных исследований влияния водорода на процесс сгорания в УИТ-85 при работе на бензине .....	55
3.1 Обзор исходных данных экспериментального исследования влияния водорода на процесс сгорания в УИТ-85 при работе на бензине.....	55
3.2 Влияние состава смеси на характеристики процесса сгорания в УИТ-85 при работе на бензине и бензине с добавками водорода.....	61
Глава 4 Анализ результатов экспериментальных исследований .....	67
Заключение.....	77
Список используемых источников.....	78

## ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы и научная значимость настоящего исследования.

Чтобы уменьшить выбросы углекислого газа, необходимо внести изменения в топливо. Хорошей альтернативой может стать водород, продуктом сгорания которого является только вода.

В транспортной отрасли важен каждый процент эффективности двигателя. Для достижения высокого КПД двигателя предпочтительны двигатели дизельного типа. В этих двигателях обычно в цилиндр впрыскивается дизельное топливо и происходит самовоспламенение. Химическая энергия дизельного топлива преобразуется в тепло, а затем в работу.

Однако с водородом в таких двигателях дела обстоят не совсем так. Водород имеет более высокую температуру самовоспламенения, чем дизельное топливо, поэтому традиционный метод сжигания дизельного топлива неприменим к водороду. И мы рассматривает водород исключительно как топливо для двигателей с искровым зажиганием.

Поэтому исследование современных вопросов применения водорода в поршневых ДВС является актуальной темой магистерской диссертации.

Объект исследования.

автомобильный двигатель с искровым зажиганием

Предмет исследования.

Применение водорода в ДВС с искровым зажиганием

Целью работы

является исследование применения водорода в поршневых ДВС для снижения токсичности современных автомобильных двигателей.

Гипотеза исследования

состоит в том, что применения водорода может обеспечить чистое и эффективное сгорания в ДВС.

Достижение поставленной цели обеспечивается решением следующих задач:

1. провести обзор проблемных источников и наработать материал для изучения вопросов применения водорода для снижения токсичности современных в поршневых ДВС;
2. выявить возможности снижения токсичности за счет применения водорода в поршневых ДВС.

Методы исследования.

Метод аналитического исследования, метод моделирования рабочего процесса, метод экспериментальных исследований.

Научная новизна исследования

заключается в идее снизить токсичность двигателя за счет применения водорода, который является активатором горения углеводородных топлив.

Личное участие автора

состоит в том, что автор принимал непосредственное участие в формировании аналитического обзора по направлению исследований, а также в разработке модели для исследования и анализе результатов моделирования данных и полученных на основании их анализа практических рекомендаций и выводов.

Апробация и внедрение результатов работы

велись в течении всего исследования. Его результаты докладывались на следующих конференциях и семинарах:

- на семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» в 2022, 2023 и 2024 г.
- международная научно-практическая конференция «Перспективы развития науки и образования», Россия, г. Тамбов, 31 мая 2023 г.
- опубликована одна научная статья: Макаруч А.В. Выявление возможностей повышения эффективности бензинового ДВС за счет добавки водорода для активации процесса сгорания / Смоленская Н.М.,

Макарчук А.В., Андронов К.В., Горшков Н.С., Масленников С.В. // Научный альманах 2023·N 5-2(103). С.48-52

На защиту выносятся:

1. анализ перспектив применения водорода для снижения токсичности современных в поршневых ДВС;
2. возможности снижения токсичности за счет применения водорода в поршневых ДВС.

Структура магистерской диссертации.

Диссертации состоит из введения, 4 глав, заключения с основными результатами и выводами, содержит 52 рисунка, 0 таблиц, списка использованных источников (85 источник). Основной текст изложен на 84 страницах.

# **Глава 1 Анализ литературных источников о использовании водорода в поршневых двигателях внутреннего сгорания**

## **1.1 Впрыск топлива/смешивание**

Одним из ключевых аспектов, по которому четырехтактные двигатели могут отличаться друг от друга, является методика передачи топлива в систему — процедура впрыска или смешивания топлива. Эффективность топливной системы определяется ее способностью добиваться оптимального соотношения топлива к воздуху в камере сгорания в критический момент зажигания. Метод смешивания может варьироваться от прямого впрыска внутрь цилиндра до предварительного смешивания вне цилиндра. Давайте рассмотрим эту классификацию, начиная с внешнего смешивания.

### **1.1.1 Карбюратор**

Карбюраторы функционируют как критический компонент в системах топливоподачи, обеспечивая адекватное сочетание воздуха и топлива, необходимое для работы двигателя. Это достигается через механизм регулировки воздушного потока в двигательные цилиндры с одновременным обогащением его топливной составляющей. Внутри карбюратора присутствует специальное устройство — трубка Вентури, способствующая ускорению поступающего воздушного потока и понижению его статического давления. Минимальное значение статического давления в системе способствует активному всасыванию топлива, гарантируя его тщательное смешивание с воздухом. Традиционно, карбюратор способен обслуживать несколько цилиндров, подавая подготовленную смесь в каждый из них. Несмотря на то, что в прошлом карбюраторы широко использовались в топливных системах, в настоящее время они все чаще уступают место системам топливного впрыска по многочисленным причинам.

В процессе перемещения топливно-воздушной смеси из карбюратора в камеру сгорания, смесь продолжает активное перемешивание. Это ведет к

тому, что стехиометрический коэффициент на цилиндр в многоцилиндровой системе с одним карбюратором на всех будет отличаться, делая работу некоторых цилиндров менее эффективной из-за неоптимального соотношения топлива и воздуха.

Вследствие предварительного смешения водорода с атмосферным воздухом до их поступления в цилиндры, образующаяся топливно-воздушная смесь обладает высокой воспламеняемостью. Такие условия делают возможным воспламенение от горячих участков внутри мотора при их контакте с смесью, особенно когда впускной клапан находится в открытом состоянии, что при определённых обстоятельствах может спровоцировать детонацию с обратным выбросом через впускной тракт.

### **1.1.2 Внешний впрыск**

Процесс впрыскивания топлива за пределами камеры сгорания выполняется направленно во впускной канал и известен либо как впрыск через порт (PFI), либо как впрыск в впускной коллектор, что зависит от точного моментирования процесса. Впускной коллектор, установленный непосредственно перед впускным клапаном, оснащен форсункой, задача которой – либо последовательное, либо циклически точно таймированное впрыскивание топлива в цель улучшения смесеобразования. В определенных типах двигателей реализована функция распыления топлива непосредственно перед впускными клапанами, что с использованием их нагретой поверхности обеспечивает эффективное испарение и смешивание с воздухом. Тайминг впрыска подлежит модуляции – он может быть настроен на период от предшествующего открытию до после закрытия впускного клапана. Терминологически, если впрыск осуществляется при закрытом клапане, говорят о впрыске в впускной коллектор, а при открытом – о впрыске через порт. На рисунке 1 демонстрируются обе схемы впрыска топлива [1].

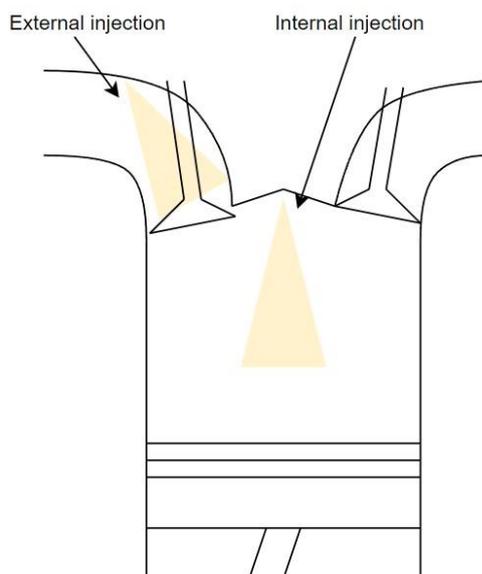


Рисунок 1 – Иллюстрация схемы системы впрыска топлива, включающую внешний и внутренний механизмы

Ключевое препятствие при внедрении метода впрыска топлива во впускной коллектор аналогично тому, что возникает при работе карбюраторных систем; и в обоих случаях это связано с потенциалом для неожиданных результатов. Во время операции впрыска, когда входной клапан закрыт, во впускной системе формируется взрывоопасная смесь. Эта смесь, достигая камеры сгорания, может самопроизвольно воспламениться из-за наличия горячих участков в камере. В такие моменты, частицы горючего вещества могут все еще находиться во впускном коллекторе, что увеличивает шансы на возникновение взрыва обратного действия. Вместе с тем, при применении непосредственного впрыска, когда топливо и воздух инжектируются непосредственно в цилиндры, риск образования опасной смеси во впускном коллекторе существенно снижается, обусловлено это приемом одновременного подачи топлива и воздуха, что исключает накопление горючей смеси [2].

### 1.1.3 Внутренний впрыск

Введение топлива прямо в камеру сгорания осуществляется при помощи форсунки. В этом случае, инъекция происходит в момент сгорания. Это вызывает увеличение давления в цилиндре, требуя от системы впрыска

обеспечения высокого давления. Следственно, система прямого впрыска топлива часто представляет собой более сложное устройство по сравнению с традиционной поршневой системой впрыска [3].

Одной из проблем, возникающих при прямом впрыске топлива, является получение неоднородного топливно-воздушного заряда. В такой конфигурации системы топливоподачи, топливо вводится в камеру сгорания на более поздней стадии рабочего цикла ДВС, когда воздух уже присутствует в ней, уменьшая тем самым доступное время для эффективного смешивания. Это приводит к образованию менее турбулентного потока, снижая интенсивность смешения воздуха с топливом. С первого взгляда малая однородность заряда видится как минус из-за риска ухудшенного сгорания. Например, топливо, сконцентрированное у стенок цилиндра и далеко от свечи зажигания, может не воспламениться как положено, увеличивая риск пропусков в зажигании. Однако, подходящий стратегический подход к разработке и управлению процессами сгорания может превратить эту потенциальную проблему в преимущество для работы двигателя, что будет рассмотрено далее [4].

Из-за того, что форсунка находится в камере сгорания, она подвергается воздействию экстремальных температур, вызванных горением. Это предполагает необходимость использования альтернативных материалов для ее изготовления по сравнению с классическими форсунками.

Система прямого впрыска топлива обладает рядом значимых достоинств. Эта технология предотвращает риск детонации, так как топливо впрыскивается при закрытом впускном клапане, исключая возможность возвращения пламени во впускной коллектор. Дополнительно, благодаря прямому впуску топлива в камеру сгорания после наполнения её воздухом, устраняются потери плотности воздушного заряда, характерные для систем с карбюратором или поршневым впрыском. В этих устаревших системах присутствует эффект «разбавления» воздуха топливом, что снижает его объем и, соответственно, мощностные характеристики двигателя [5].

Из-за недостатка кислорода в камере сгорания, горение водорода сталкивается с определенными сложностями, поскольку водород обладает меньшей плотностью по сравнению с авиационным топливом. В идеальной горючей смеси водорода и воздуха, водород составляет примерно 30% объема, тогда как доля авиационного топлива не превышает 2%. Однако, применение методики прямого впрыска позволяет избежать этой проблемы, так как при таком подходе кислород уже присутствует в камере сгорания к моменту впрыска водорода, устраняя тем самым затруднения, связанные с его горением [6].

## **1.2 Инжекторное устройство (форсунки)**

В контексте времени и локации выполнения инъекции сложность процедуры может существенно возрасти.

В сути, основная задача элементарна: инжектор должен точно дозировать подачу горючего, обеспечивать её в строго определённый момент и при необходимом уровне давления или объёмном расходе. Чтобы достичь этого, за годы были разработаны разнообразные технологии. Например, на рисунке 2 демонстрируется более новейшая разработка в этой области — пьезоэлектрическая топливная форсунка, адаптированная для использования с природным газом [7].

Базовая работа большинства инжекторов топлива основывается на едином механизме: при активации приводит к открытию и закрытию сопла форсунки. Механизм блокировки сопла варьируется, применяются игольчатые, шаровые, тросовые, или дисковые элементы. В данном контексте акцент на игольчатом типе, однако, детальнее рассматриваются и альтернативные конструкции инжекторов.

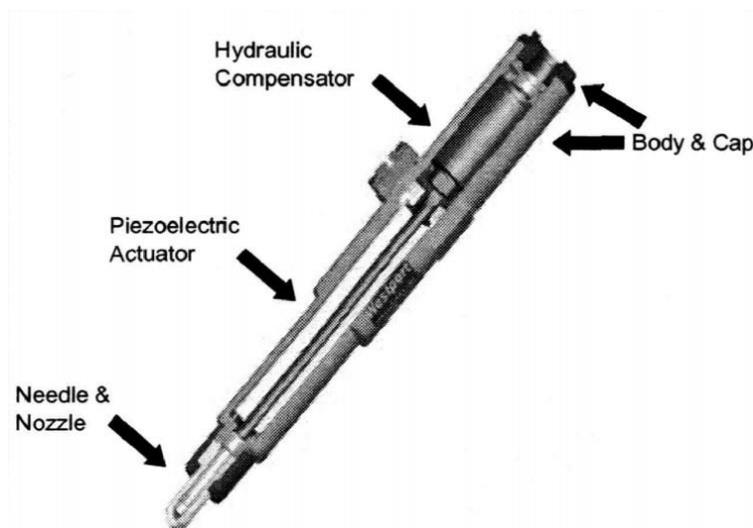


Рисунок 2 – Форсунка с игольчатым клапаном высокого давления с пьезоэлектрическим приводом (форсунка Westport) [7]

Внутри форсунки, игла, которая блокирует поток топлива, удерживается в закрытом состоянии за счет давления пружины. В результате, при отсутствии активации, игла не позволяет топливу проникать через форсунку. В момент, когда игла поднимается, она открывает путь топливу. Это поднятие может быть осуществлено через соленоид, который, будучи в электрически заряженном состоянии, создает магнитное поле, способствующее подъему иглы. Альтернативным способом является использование пьезоэлектрического механизма, основывающегося на принципе пьезоэлектричества — изменении размеров материала под воздействием электрического напряжения. Преимуществом пьезоэлектрического метода, как демонстрируется на рисунке 2, является высокая точность управления перемещением иглы и, как следствие, точный контроль за расходом топлива.

В многокомпонентных двигателях, работающих на принципе непосредственного впрыска, доставка топлива к инжекторам производится через единую топливную систему. Система Common Rail представляет собой высоконапорный резервуар, который коннектится к инжекторам, обеспечивая их стабильным высоким давлением. Это имеет критическое значение для

эффективности прямого впрыска, т.к. требует поддержания экстремально высоких уровней давления впрыска [8].

### **1.3 Зажигание**

Существуют две основные системы зажигания в двигателях внутреннего сгорания: компрессионное воспламенение и искровое зажигание. Дизельные агрегаты, работающие по принципу компрессионного воспламенения, инициируют горение за счет увеличения температуры воздушно-топливной смеси при её сжатии до критических параметров. Важность выбора качественного топлива для таких двигателей нельзя недооценивать, так как отсутствует искра, традиционно зажигающая смесь. В дизельных двигателях в момент высшей точки цикла сжатия происходит инжектирование топлива напрямую в камеру сгорания, где оно самовоспламеняется под воздействием высоких температур и давления. Оптимальный момент для воспламенения подбирается исходя из времени задержки самовоспламенения, критического параметра, зависящего от характеристик используемого топлива [9].

В двигателе с искровым зажиганием процесс зажигания топливно-воздушной смеси инициируется электрической искрой. Точная настройка времени воспламенения критична для оптимальной работы любого типа двигателя и используемого топлива. Впрыск искры свечой зажигания осуществляется перед достижением поршнем верхней мертвой точки (ВМТ).

Задержка воспламенения топливно-воздушной смеси приводит к тому, что необходимо корректировать момент подачи искры. Если зажигание происходит с опозданием, поршень начнет движение в нисходящем направлении, снижая объем, который мог бы быть использован для выполнения работы, и уменьшая давление в цилиндре.

При преждевременной инициации искры, процесс горения начнется до того, как поршень завершит свой подъем. В таком случае, направление

движения поршня и давление от процесса горения будут работать в разных направлениях, что является нежелательным сценарием. [10]

Время появления искрового разряда определяется формой цилиндра, качеством топливно-воздушной смеси и видом используемого топлива [11].

## **1.4 Необычные процессы горения, наблюдаемые в водородных ДВС**

В процессе горения водорода в двигателе внутреннего сгорания могут произойти различные нежелательные процессы сгорания [12,13,14]. В данном контексте рассматриваются три основных типа: раннее воспламенение, детонация и возвратное горение или обратная вспышка.

### **1.4.1 Раннее воспламенение и детонационные процессы**

Преждевременное зажигание и детонация представляют собой процессы, когда топливно-воздушная смесь внутри камеры сгорания автомобильного двигателя самовоспламеняется без помощи искры, обычно генерируемой свечой зажигания [15,16,17]. В некоторых научных работах и инженерных исследованиях данные термины употребляются как синонимы [18–21], тогда как в других академических материалах вводится строгая дифференциация между ними [22]. Исследовательская группа во главе с Уайтом акцентировала на малозаметной, но принципиальной разнице между этими явлениями, мотивируя это отличием в механизмах их возникновения. В рамках данного исследования, несмотря на схожесть преждевременного зажигания и детонации, они будут анализироваться как различные феномены, хотя для некоторых аспектов их будут рассматривать как эквивалентные понятия.

Детонация характеризует явление, когда топливно-воздушная смесь загорается до момента подачи искры. Обычно это происходит в зонах повышенной температуры двигателя, таких как искровые свечи или клапанный механизм.

Водород демонстрирует экстремально высокий порог температуры самовоспламенения в атмосфере — 858 К [23], что делает его менее предрасположенным к самовольному возгоранию. В то же время, энергетический порог для зажигания водородно-воздушной смеси значительно ниже, чем требуется для инициации горения углеводородно-воздушных смесей. Следствием этого является то, что несмотря на то, что водород и не идеален для применения в двигателях с искровым зажиганием из-за своих свойств самовоспламенения, существует вероятность раннего воспламенения из-за его низкой минимальной энергии для зажигания.

При детонации, или преждевременном воспламенении, процесс горения в двигателе ускоряется из-за повышенной скорости экзотермических реакций. Это вызывает стремительный рост давления внутри цилиндра, достигая аномально высоких пиков. Высокие температуры из-за этого могут дополнительно стимулировать начало горения, создавая самоускоряющийся процесс, известный как тепловой разгон. Такая агрессивная работа двигателя может привести к его повреждению или полной потере работоспособности.

На основании информации, представленной в рисунке 3, можно увидеть, что минимальная энергия, необходимая для инициации горения в водородно-воздушной смеси, тесно связана с коэффициентом эквивалентности данной смеси. Замечено, что, когда смесь приближается к стехиометрическому составу ( $\alpha = 1$ ) с обеднённой стороны, наблюдается резкое уменьшение необходимой энергии воспламенения. Это минимальное значение достигается вблизи стехиометрического соотношения. Таким образом, использование водорода как топлива в двигателях внутреннего сгорания, работающих при стехиометрическом соотношении, обременено риском преждевременного воспламенения, что усложняет эксплуатацию таких двигателей.

В определенном контексте, детонация рассматривается как процесс, аналогичный преждевременному воспламенению, при котором воспламенение топливно-воздушной смеси происходит до момента

срабатывания искры. Однако детонация характеризуется не просто преждевременным воспламенением, а конкретно самовозгоранием смеси в условиях, когда она еще не встретилась с пламенем от искры [24]. Ее возможно до некоторой степени управлять, отрегулировав временной интервал зажигания. Важным аспектом является то, что детонация сильно зависит от степени сжатия внутри цилиндра, что влияет на допустимые параметры сжатия для предотвращения данного явления.

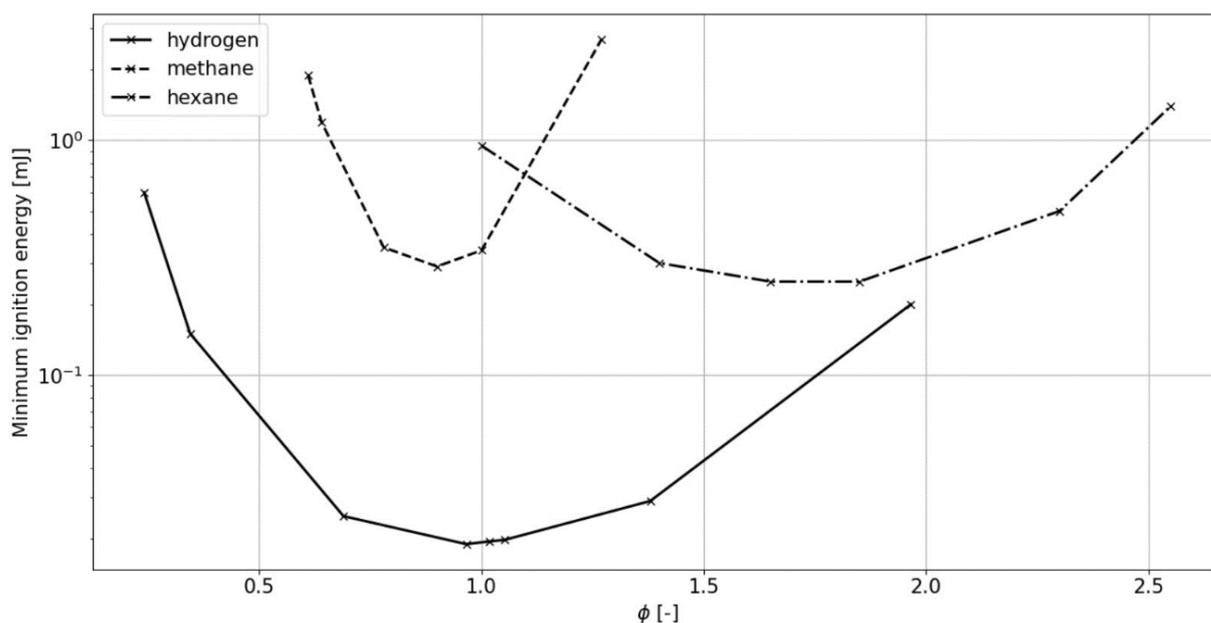


Рисунок 3 – Зависимость минимальной энергии иницирования горения от коэффициента стехиометрии для смесей водород-воздух, метан-воздух и гексан-воздух [25].

Проведенные исследования были направлены на оценку воздействия разнообразных параметров работы двигателя на проявление детонационных процессов в водородооперируемых ДВС [26]. Иллюстрация 4 демонстрирует критические границы детонации для смесей с различным уровнем обогащения в водородных двигателях внутреннего сгорания. Акцент данного исследования сосредоточен на изучении условий, при которых происходит обеднение топливной смеси.

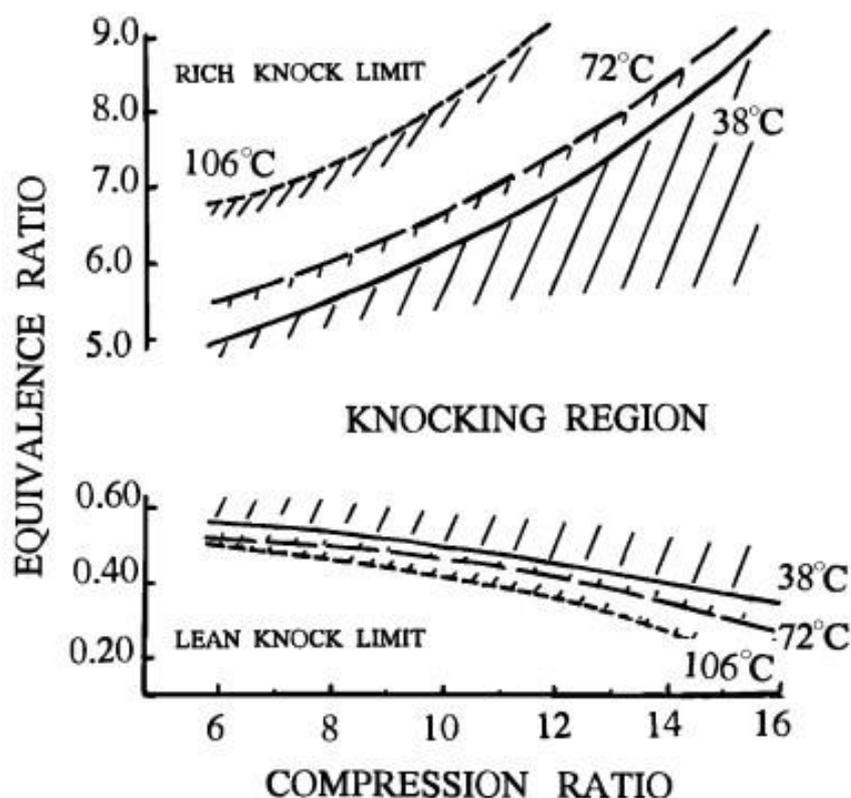


Рисунок 4 – экспериментально установленные границы детонационной способности обогащённой и обеднённой водородных топливных смесей при недросселировании, зафиксированные при трёх разных температурных условиях впуска и скорости вращения коленчатого вала 900 об/мин [27]

Обогащенная часть топливно-воздушного спектра также может содержать зону без детонационных явлений, однако этот режим считается невыгодным по ряду показателей, которые будут детально рассмотрены далее в данном докладе. В контексте обедненных топливных смесей наблюдается, что с повышением степени сжатия уменьшается максимально возможная степень обеднения смеси, при которой еще не происходит детонация. Повышение температуры на входе в двигатель также ведет к снижению устойчивости смеси к детонации. Это объясняется тем, что повышенный температурный режим на впуске увеличивает температуру в камере сгорания, увеличивая тем самым вероятность самопроизвольного воспламенения смеси.

Стоит подчеркнуть, что граница взрывоопасного сгорания представляет собой уникальный параметр для каждого типа двигателя. Для

наглядности можно обратиться к данным из другого исследования, изображенным на иллюстрациях 5 и 6. Эти данные были получены Садиком Аль-Багдадом [28] через применение численного моделирования для исследования водородного двигателя внутреннего сгорания.

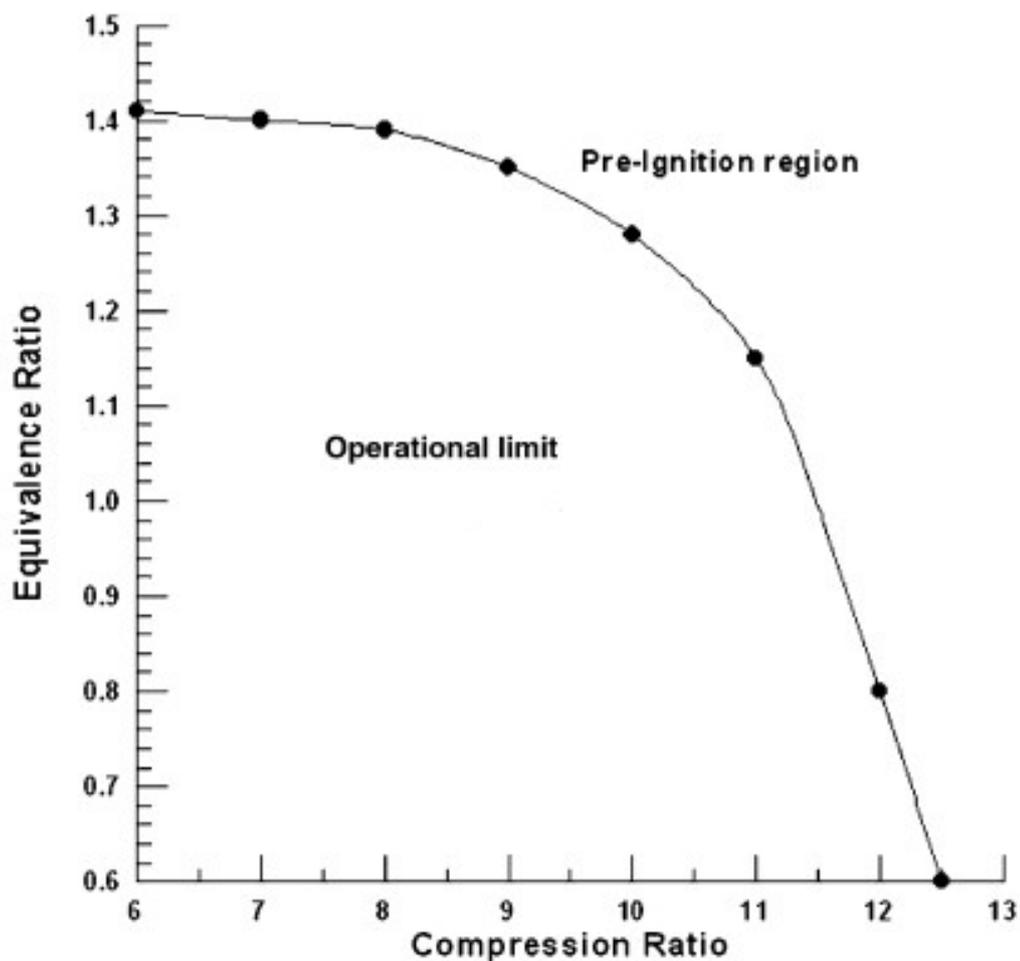


Рисунок 5 – – Иллюстрация границы раннего воспламенения/детонации в зависимости от сочетания эквивалентного соотношения и степени сжатия [28]

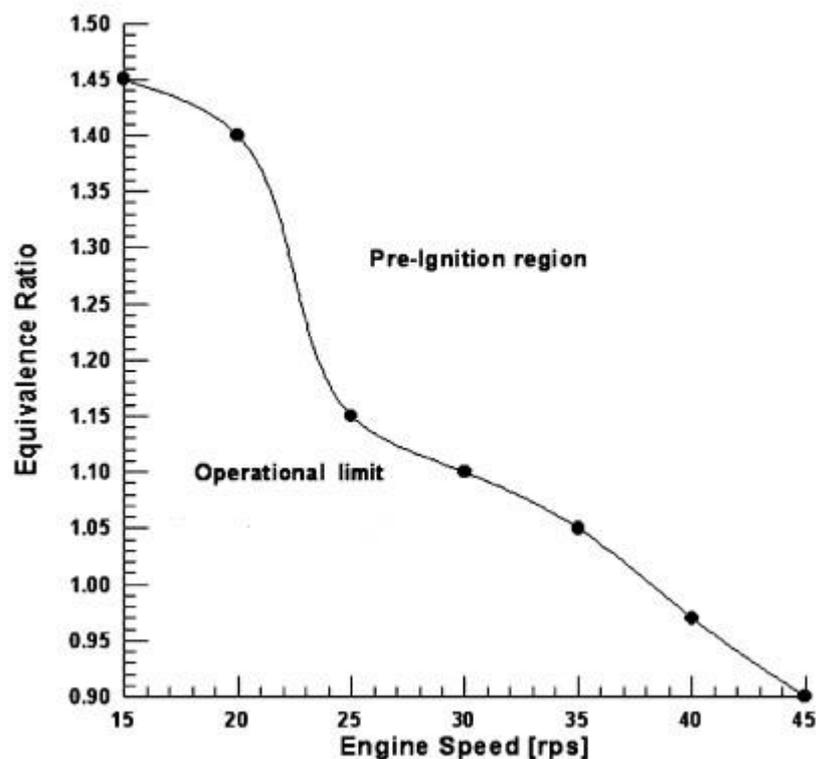


Рисунок 6 – Пример границы раннего воспламенения/детонации в зависимости от соотношения эквивалентности топливно-воздушной смеси и оборотов двигателя [28]

В рисунке 5 прослеживается идентичная закономерность, наблюдаемая в рисунке 4, при этом повышение коэффициента сжатия приводит к снижению коэффициента эквивалентности. Вместе с тем, несмотря на аналогичность тенденций, численные показатели различаются.

На рисунке 5 представлен коэффициент эквивалентности, достигающий пика в 1,4, в отличие от значения 0,6, обозначенного на рисунке 4, что обусловлено рядом факторов. Во-первых, рассматриваемые двигатели отличаются как по своему типу, так и по конструкции. Известно, что характеристики детонации уникальны для каждого двигателя, так что различные моторы могут вести себя неодинаково при идентичных настройках. Во-вторых, температура на входе играет значительную роль в установлении порога детонации, как демонстрирует диаграмма 4. Хотя конкретные температурные условия для двигателя на рисунке 3 не упомянуты, они могут существенно отличаться и быть значительно ниже за

счет использования, например, криогенного охлаждения. В дополнение, важно понимать, как именно определяется порог детонации на представленных графиках. Данные для рисунка 4 получены экспериментальным путем через наблюдение за стадией, когда двигатель работал без признаков детонации, далее изменялись либо степень сжатия, либо эквивалентность до возникновения детонации, указывающаяся вибрациями давления или звонким шумом. Однако в случае рисунка 5 подробности методики, применяемой для идентификации "предела предварительного зажигания", не представлены, так как анализ основан на моделировании, не включающем акустические сигналы. Учитывая, что другие исследования указывают коэффициент в районе 0,6 как порог для детонации и преждевременного поджига [29,30], можно предположить, что результаты на рисунке 5, хоть и имеют под собой основания, возможно, недостаточно точно отражают порог детонации для типичных меньших по размеру водородных ДВС, анализируемых в данном исследовании.

Данный диаграмма извлечена из аналогичного исследования, где ранее указывалось на недостаточную оценку вероятности детонации, однако она наглядно демонстрирует значимую зависимость между детонацией и оборотами двигателя.

Игнорируя точные данные, рисунок 6 демонстрирует прямую зависимость между повышением оборотов двигателя и риском возникновения детонации. Это указывает на то, что даже при работе двигателя в условиях, при которых эквивалентная и фактическая степени сжатия считаются безопасными для избежания детонации, увеличение частоты вращения коленвала все же может вызвать этот процесс.

#### **1.4.2 Обратная вспышка**

Обратный огонь или обратная вспышка характеризуется непреднамеренным самовоспламенением, при котором огонь проникает обратно во впускной тракт [31,32]. В системах с карбюратором или впускным коллектором с форсунками, топливно-воздушная смесь формируется заранее,

до ее поступления в цилиндры. Когда впускной клапан открывается, образуется ситуация, когда одна часть смеси уже находится в цилиндре, а другая — все еще ожидает в впускном коллекторе. Самопроизвольное воспламенение смеси в цилиндре может инициировать распространение пламени обратно во впускной тракт. Водород, используемый как топливо, из-за его низкой энергии активации и высокой скорости горения по сравнению с бензином и дизелем, увеличивает риск обратного зажигания при переходе на него автомобильных двигателей [33,34]. Это обусловлено меньшим временем для закрытия впускного клапана перед тем, как пламя дойдет до впускного тракта. Кроме того, низкое расстояние до гашения пламени у водорода уменьшает дистанцию до стенок камеры сгорания, увеличивая теплоотдачу к ним. Это приводит к повышению температуры стенок и поднимает вероятность самовоспламенения смеси, усиливая риск обратного зажигания.

Понимая, что необходимыми условиями для обратного воспламенения является самопроизвольный процесс воспламенения топлива внутри камеры сгорания, важно оценить параметры, при которых возможно самовоспламенение горючих смесей. Знание этих параметров позволит эффективно предотвратить подобные явления. Как правило, инициирование самовоспламенения чаще всего происходит из-за наличия горячих поверхностей в камере сгорания, следовательно, контроль и поддержание температурных показателей горячих участков на уровне ниже 900°C [35] во время процесса впуска топлива может эффективно снизить вероятность возникновения обратного воспламенения.

В процессе впуска, основными элементами камеры сгорания, достигающими высоких температур, являются зажигательный элемент и клапан отвода отработанных газов. Чтобы снизить их температурный режим до уровня менее 900 градусов Цельсия, эффективным решением может служить применение свечей с низким коэффициентом теплоотдачи и клапанов с системой водяного охлаждения.

Явление обратного зажигания тесно связано с конструкцией двигателя, включая как структуру камеры сгорания, так и конфигурацию впускного коллектора. Это также проявляется под воздействием разных факторов, например, отношения топливо-воздух (коэффициент эквивалентности), вида используемого топлива, уровня сжатия и скорости работы двигателя. В карбюраторных двигателях и системах с портовым впрыском топлива, где смешивание топлива с воздухом происходит до попадания смеси через впускные клапаны, вероятность обратного зажигания особенно высока из-за предварительного смешения компонентов. В системах портового впрыска риск снижается, поскольку взаимодействие топлива с воздухом ограничено, уменьшая концентрацию горючей смеси в коллекторе и, соответственно, шансы на обратное зажигание. Наиболее радикальным решением проблемы обратного зажигания является применение технологии прямого впрыска топлива, при котором впускной клапан закрыт в момент инъекции топлива, что исключает возможность обратного пламени во впускной коллектор даже при самовоспламенении смеси [36].

### **1.5 Особенности адаптации двигателя внутреннего сгорания для работы на водороде**

Преобразование двигателя внутреннего сгорания для его функционирования на водородном топливе выделяет инжекционный механизм как ключевую и наиболее тщательно изученную область. Ранее были выделены три принципиальных метода введения топлива в горючую смесь: использование карбюратора, поршневого инжектора и прямой инъекции [37]. В данном обсуждении акцентируется внимание строго на инжекционных системах и анализируются конкретные модификации топливных форсунок, требуемые для адаптации двигателя под работу на водороде.

Изучение литературы [38-40] выявляет очевидный вывод: стандартная бензиновая форсунка без специфических модификаций не подходит для эффективной и долгосрочной работы двигателя на водороде. Эта проблематика уходит корнями в две ключевые особенности водорода - его низкую объемную плотность энергии и отсутствие смазывающего эффекта. Из-за низкой энергоплотности водорода для достижения нужной мощности сгорания требуется впрыск значительно большего объема газа, что предъявляет повышенные требования к производительности форсунки. К тому же, абразивные свойства водорода ускоряют износ и разрушение деталей системы топливоподачи, что снижает надежность и увеличивает обслуживание двигателя. Для адаптации водородных двигателей внутреннего сгорания необходимо выбирать или разрабатывать форсунки, способные преодолеть эти препятствия.

В рамках данного обсуждения необходимо учесть различие между двумя типами форсунок: портовыми и прямыми. Обе проблемы, поднятые ранее, актуальны для каждого типа форсунок, однако подходы к их решению могут отличаться. Это обусловлено двумя ключевыми факторами, различающими их: уровнем напора топлива и предельной температурой, на которую способны выдерживать данные устройства.

Инжектор порт-форсунки устроен так, что он установлен во впускном тракте каждого цилиндра, непосредственно перед впускным клапаном [41]. Это расположение позволяет осуществлять впрыск водорода под оптимизированным давлением в диапазоне от 3 до 6 бар, при этом инжектор подвергается сравнительно низким рабочим температурам [42]. В контексте прямого впрыска, впрыск топлива зачастую осуществляется на завершающей стадии сжатия, когда давление в камере сгорания уже значительно увеличено. Это обстоятельство требует использования более высокого давления для впрыска, вследствие чего топливу требуется обеспечить эффективное смешение с воздухом в условиях ограниченного времени. Необходимость в более высоком давлении впрыска для достижения

качественного перемешивания топлива и воздуха продемонстрирована на рисунках 7 и 8, на которых представлены различные фазы впрыска водорода: в момент начала впрыска, через 3 и 17 градусов после него.

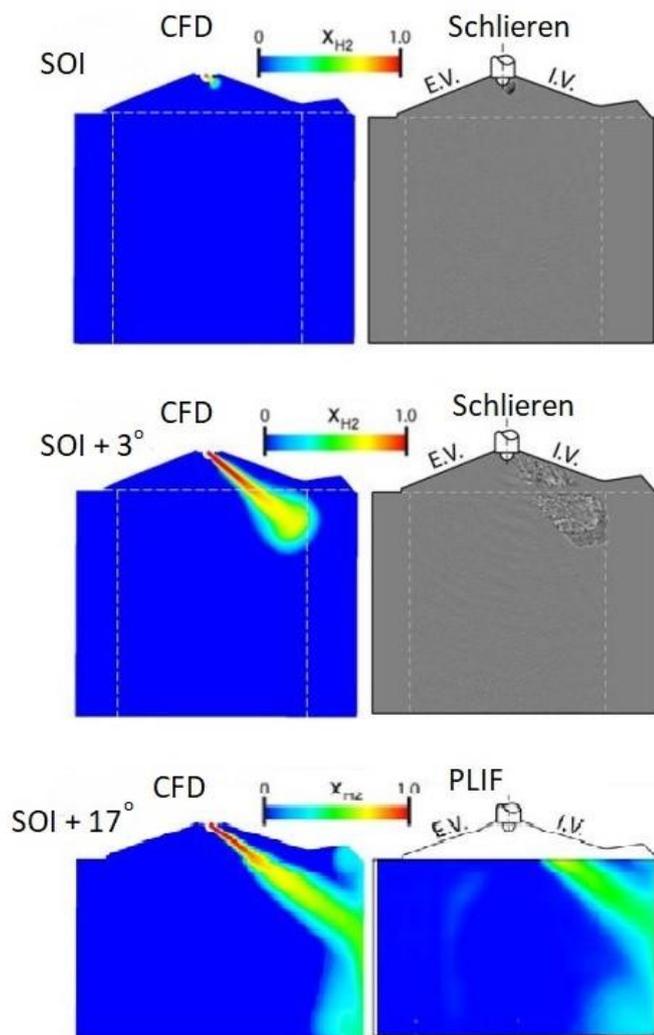


Рисунок 7 – Компьютерное моделирование динамики жидкости (CFD), шлирен-фотографии и изображения, полученные методом планарной лазерной индуцированной флуоресценции (PLIF), для камеры сгорания в момент впрыска топлива (SOI), а также при задержке впрыска на  $3\pm$  и  $17\pm$  миллисекунд, при условии давления в 25 бар [43].

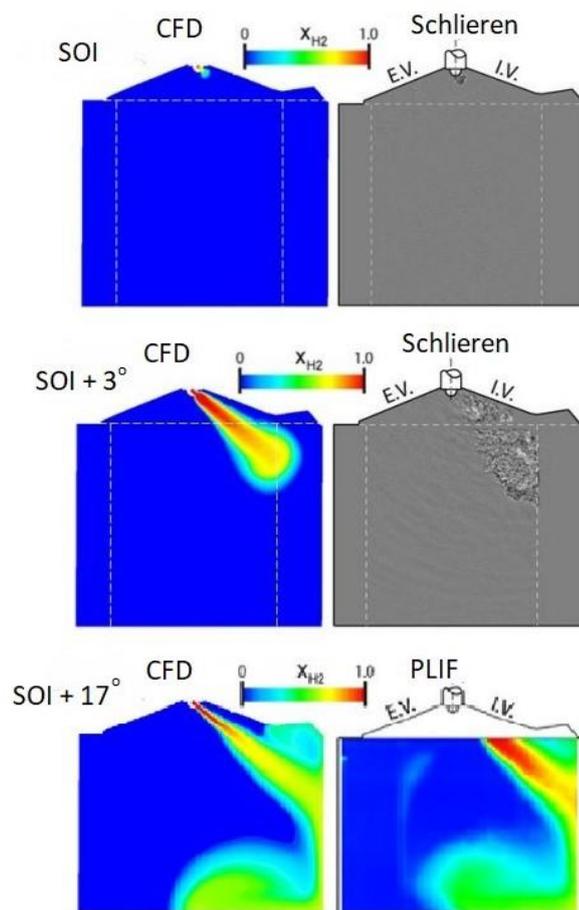


Рисунок 8 – Изображения, полученные с помощью методов вычислительной динамики жидкости (CFD), шлиреновской визуализации и лазерной фотолизной флуоресценции (PLIF) для камеры сгорания. Здесь представлены различные стадии впрыска при начальном открытии инжектора (SOI), через 3 градуса после SOI и через 17 градусов после SOI при условии давления в 100 бар [43].

Из анализа CFD-изображений делается вывод, что при угле в 3 градуса от начала впрыска, водород эффективнее распространяется по камере сгорания при давлении в 100 бар, в сравнении с 25 бар. Это различие становится еще заметнее при рассмотрении на угле в 17 градусов от начала впрыска. Иллюстрации 7 и 8 демонстрируют не только CFD-результаты, но и шлирен-фотографии и PLIF-снимки, полученные с применением модифицированного оптического двигателя, адаптированного для использования лазерной и фотоаппаратуры для наблюдения за камерой

сгорания [43]. Несмотря на то, что подробная методика создания шлирен-снимков здесь не описывается и подробно разъясняется в других публикациях, важно отметить, что она позволяет визуализировать изменения плотности в прозрачных средах, делая ее идеальной для наблюдения за распределением водорода, который отличается по плотности от окружающего воздуха. Таким образом, шлирен-фотография оказывается особенно полезной на ранних этапах впрыска, когда различия между впрыскиваемым водородом и воздухом наиболее заметны. Это устанавливает визуальное соответствие между CFD-вычислениями и шлирен-изображениями.

Техника, применяемая для захвата изображений под углом 17 градусов после начала самовоспламенения (SOI), называется планарной лазерной индуцированной флуоресценцией (PLIF). Этот метод включает добавление газообразного ацетона к водороду в роли маркера. С последующим использованием лазера для активации ацетона, смешанного с водородом, что приводит к его флуоресценции, фиксируемой камерой. При сравнении образцы потока водорода, полученные с помощью вычислительной динамики жидкости (CFD), демонстрируют заметное сходство с результатами, полученными используя PLIF [44, 45].

С учетом пропорции между воздухом и водородным топливом, адиабатическая температура в пламени водородно-воздушной смеси варьируется в диапазоне от 1300 до 2400 градусов по Кельвину [46]. Это заставляет элементы прямой инъекции внутри камеры сгорания быть устойчивыми к экстремально высоким температурам, в отличие от элементов портового инжектора, которые не подвергаются таким же условиям.

### **1.5.2 Критерии расхода топлива**

Для иллюстрации сложности, связанной с хранением водорода из-за его объема, рассмотрим химическую реакцию его горения [47]. Уравнение 1 демонстрирует реакцию водорода с кислородом.



Когда 2 моля водорода соединяются с 1 молем кислорода, учитывая, что кислород составляет 21% атмосферного воздуха, потребуется 4,762 моля воздуха для достижения стехиометрии в реакции с 2 молями  $H_2$ . Соответственно, в идеальной газовой смеси для стехиометрического горения воздушно-водородное соотношение достигает 2,381:1. В таких условиях водород составляет 29,57% объема смеси, в то время как для парового топлива, такого как бензин, этот показатель лишь около 2% [48,49]. Вопреки более высокому объемному содержанию водорода, водородные двигатели работают экономичнее по сравнению с бензиновыми двигателями, но для исключения явления детонации и минимизации эмиссии оксидов азота ( $NO_x$ ), доля впрыскиваемого водорода в смесь остается значительно выше, чем у бензина.

К счастью, водород не является уникальным в проблеме с эффективностью топлива. При стехиометрических соотношениях, сжатый природный газ (СПГ) составляет приблизительно 10% общего объема топливной смеси, что, хотя и меньше по сравнению с водородом, значительно превышает показатель бензина. В результате этого были разработаны специальные форсунки для СПГ. Исследования были направлены на изучение возможности адаптации этих форсунок СПГ для инъекции водорода, и результаты показали, что форсунки способны эффективно использоваться в водородных двигателях внутреннего сгорания [50,51]. Однако, все тестируемые в исследовании форсунки были портовыми, работающими при давлении впрыска от 1,7 до 13,7 бар, что делает их непригодными для двигателей с прямым впрыском из-за низкого давления. Портовые форсунки СПГ широко доступны на рынке, в отличие от форсунок СПГ с прямым впрыском.

В научных трудах представлен ряд экспериментальных исследований водородных двигателей внутреннего сгорания с прямым впрыском.

В рамках проведенных исследований было протестировано несколько методик с использованием разнообразных типов инжекторов. На данный момент, эксклюзивная модель водородного инжектора под высоким давлением [55], выпускаемая Westport Fuel Systems, нашла применение в многочисленных научных работах [52, 53, 54], хотя она и продолжает совершенствоваться и до сих пор не доступна на рынке. Помимо этого, в разных экспериментах исследователи использовали стандартные бензиновые форсунки с прямым впрыском, иногда без внесения изменений [56], в других случаях – модифицируя их путем устранения элементов для создания вихревого движения топлива [57].

### **1.5.3 Продолжительность эксплуатации внешних форсунок**

Как было отмечено ранее, эксплуатация инжекторов, работающих на водороде, сопряжена с определенными проблемами долговечности, которые необходимо принимать во внимание. В отличие от бензина или сжиженного природного газа (СПГ), водород не обладает смазочными свойствами, что означает отсутствие защиты для трущихся деталей инжектора от износа [59, 60]. К примеру, при инжекции бензина создается тонкая пленка масла между соприкасающимися поверхностями, служащая буфером и предотвращающая прямой контакт и износ деталей. Даже при использовании СПГ в системе остается некоторое количество компрессорного масла, достаточное для формирования аналогичной защитной пленки. Такие части, как игла и сопло, особенно нуждаются в защите, поскольку при работе двигателя игла многократно перемещается в сопле, и без смазки этот процесс приведет к быстрому износу, утечке водорода и выходу инжектора из строя. Следовательно, инжекторы для бензина или СПГ не подходят для долгосрочного использования в водородных двигателях без специальной доработки. Алейферис и Розати экспериментировали с обычным бензиновым инжектором, но, как они указывают, его использование оправдано было только в условиях кратковременных испытаний с оптическим двигателем, измененным для проведения оптических измерений в камере сгорания [58].

Данный подход неприемлем для длительных тестов и практического применения, подразумевающего более продолжительную и интенсивную эксплуатацию.

Кабат и Хеффель [61] занимались испытаниями четырех уникальных моделей внешних водородных инжекторов, акцентируя внимание на их эксплуатационной надежности. В исследование включены четыре разнообразных дизайна форсунок, при этом для одной из них анализируются четыре вида поверхностных обработок. Анализ будет сосредоточен на двух инжекторах: одном с различными методами модификации поверхности и на прототипе форсунки, лишенной внутренних движущихся/скользящих частей.

На рисунке 9 представлен первичный инжектор, оснащенный механизмом шарового типа клапана. Этот механизм состоит из шара, который блокирует доступ к выходному отверстию форсунки. Положение шара фиксируется при помощи пружины, обеспечивая герметичность системы при отсутствии активации инжектора. В момент активации инжектора происходит перемещение сердечника вниз под действием электромагнитной силы, создаваемой соленоидной катушкой. Это движение сердечника передается через приводной штифт, который в свою очередь опускает шар, открывая тем самым путь для течения водорода через сопло.

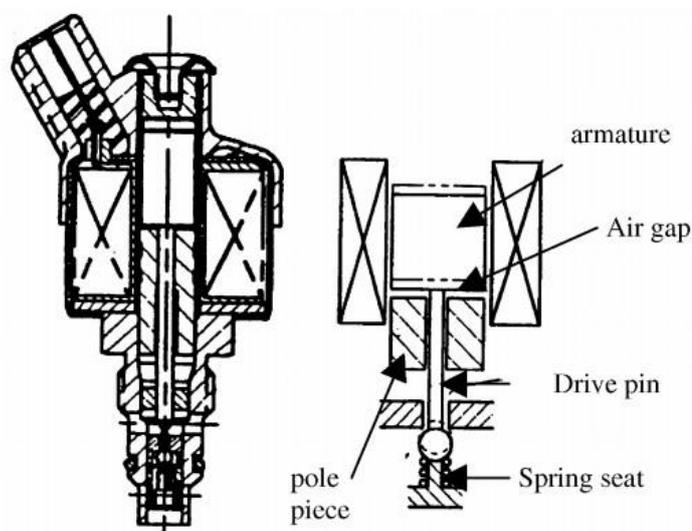


Рисунок 9 – Инжектор с шаровым клапаном, использованный для испытаний на долговечность [61]

В двигателях внутреннего сгорания, использующих в качестве топлива сжиженный природный газ или бензин, механизмы, такие как приводной штифт, шариковый механизм и гнездо пружины, получают смазку напрямую от используемого топлива. В отличие от них, компоненты водородного двигателя внутреннего сгорания будут взаимодействовать без промежуточного слоя, предоставляющего защиту от износа, что ставит перед инженерами новые задачи. Для решения этой проблемы была разработана система из четырех специализированных инжекторов, детально представленных на рисунке 10. Каждый инжектор имеет уникальное покрытие, предназначенное для минимизации износа и улучшения работы двигателя. Спецификации включают четыре типа поверхностных обработок:

1. Сухая пленочная смазка, включающая твердые смазывающие компоненты как дисульфид молибдена, графит, и гексагональный борный нитрид в матрице из высокотемпературной эпоксидной смолы, наносится на поверхности приводных штифтов и седел валов [62].
2. При высокой температуре, достигающей 800 К, на поверхность кремния проводилось нанесение слоя аморфного гидрогенизированного углерода, используя метод химического осаждения из паровой фазы [63].
3. Использовалась биламинатная структура, включающая силиконовую основу и верхний слой, насыщенный карбоном [64].
4. Не простое покрытие, аналогичное другим трем, а термохимическая обработка, во время которой азот, углерод и кислород через химическую диффузию внедряются в металлическую поверхность, формируя прочный слой соединения [65].

В исследовании, проведенном Кабатом и Хеффелем [66], была изучена одна из четырех форсунок, причем одна из них служила прототипом для устройства, представленного на рисунке 10. В отличие от конструкции на рисунке 9, где для запираания отверстия использовался шаровой клапан,

данный инжектор оснащен пластинчатым клапаном. Хотя казалось, что это незначительное отличие, на деле оно оказывается критически важным. Введение пластинчатого клапана позволило избежать применения подвижных частей в областях с присутствием водорода, что значительно уменьшает риск износа компонентов из-за ограниченной смазывающей способности водородно-воздушной смеси.

В данном инжекторе траектория движения водородного потока блокируется клапаном. Эта деталь фиксируется при помощи пружины.

При активации инжектора магнитное поле, генерируемое катушкой соленоида, заставляет подняться якорь.

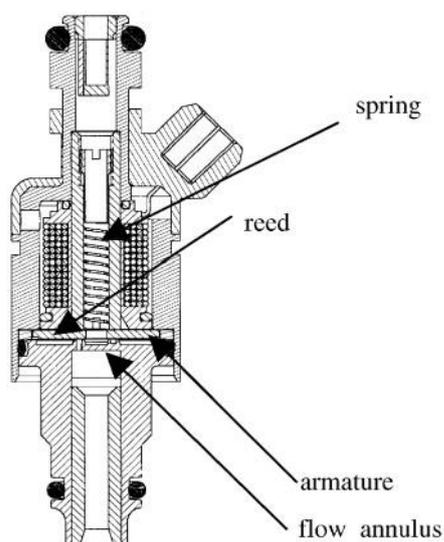


Рисунок 10 – Форсунка, оснащенная пластинчатым клапаном, примененная в ходе испытаний на долговечность [66].

Анкер связан с клапаном, в результате чего подъем анкера ведет к подъему клапана. Это действие позволяет газу водорода протекать. Водород взаимодействует с диафрагмой, которая не скользит по поверхности. Вместо этого, она плотно прилегает, перекрывая круговое отверстие для газа, обеспечивая герметичное соприкосновение.

В рамках испытательного процесса, инжекторы подвергались тестированию на работоспособность при варьировании частоты впрыска до тех пор, пока не произошел их отказ или пока не было достигнуто пороговое

значение в 800 часов непрерывной работы. Особое внимание было уделено инжектору с не модифицированным шаровым клапаном, тестирование которого пришлось прервать после 75 часов работы из-за множественных сбоев впрыска. Причиной этому послужило стирание кривизны на нижнем конце ведущего пальца. Этот случай наглядно демонстрирует, почему нельзя применять стандартные бензиновые или газовые инжекторы без модификаций; инжектор, предназначенный для работы с СПГ, не выдержал и ста часов эксплуатации на водороде. Первая попытка модификации продлила жизнь инжектора до 800 часов, что уже является значительным улучшением. Но анализ показал, что износ покрытия значительных поверхностей изменил динамику впрыска. Третья модификация показала улучшенный износ после 800 часов, хотя и там заметны следы износа. Между тем, модификации 2 и 4, не показав признаков износа, обеспечили стабильную работу в течение всего периода тестирования. Это подчеркивает важность специализированного покрытия для увеличения долговечности инжекторов, хотя стоит заметить, что не все методы обработки поверхности обладают одинаковой эффективностью и что выбор метода обработки критичен для оптимальной работы инжектора. Вместе с тем, важно подчеркнуть, что обработка поверхности не оказала значительного влияния на производительность инжектора в целом.

После 800 часов эксплуатации, форсунки с пластинчатым клапаном продемонстрировали отсутствие износа и сохранение высокой эффективности работы на протяжении всего испытательного периода. Отсутствие износа объясняется конструктивными особенностями, устраняющими прямой контакт и трение между компонентами, что теоретически способствует увеличению срока службы. Такой подход кажется идеалом в дизайне деталей, где минимизация трения является ключом к продолжительной работе. Однако, несмотря на успех в исследовании, данный образец форсунки еще является прототипом без широкого подтверждения результатов в различных условиях, что затрудняет его приобретение.

Взвешивая все за и против, актуальнее может оказаться оптимизация и улучшение уже доступных и проверенных во времени форсунок, что обеспечит более надежную и доступную альтернативу в текущий момент.

#### **1.5.4 Долговечность внутренних форсунок**

Форсунки, применяемые Кабатом и Хеффелем в исследованиях [67,68], являлись внешними, подразумевая впрыск топлива под умеренным давлением и эксплуатацию форсунок при сравнительно невысоких температурах.

При использовании методики внутреннего впрыска, как давление, так и температура инъекции значительно возрастают. Однако столкнуться можно с ограничением: хотя для внешнего впрыска существует обширный выбор СПГ-форсунок, аналогичное многообразие для внутренних форсунок отсутствует. Согласно исследованиям, существуют три основных подхода к реализации внутренней инъекции. Первый — разработка собственной системы форсунок для впрыска водорода под высоким давлением, что требует глубоких знаний и значительных вложений времени и ресурсов [69,70]. Преимущество здесь в том, что разработка с нуля позволяет учесть все специфические требования к впрыску водорода, в отличие от адаптации уже существующих систем. Отличным примером становится конструкция форсунки с пластинчатым клапаном. Вторым методом предполагает преобработку существующих бензиновых форсунок с непосредственным впрыском, которые уже адаптированы к работе в условиях двигателя внутреннего сгорания, для их использования в качестве водородных. Такой подход требует изменений в конструкции форсунок для увеличения их долговечности при работе с водородом. Конечный вариант включает применение одной из немногих специально разработанных для этих целей водородных форсунок высокого давления [71,72,73].

Уэлч и соавторы [74], а также Ямане и его команда [75] развили технологии инжекторов на основе водорода, способные работать под высоким давлением. Детальные изображения данных устройств

представлены на рисунках 2 и 11. В дальнейшем, для удобства, данные инжекторы будут именоваться как форсунки Вестпорт и форсунки Ямане соответственно.

Анализируя эти два инжектора, обнаруживаются как отличительные черты, так и общие черты, которые в равной мере притягивают интерес. В обеих системах применяется конструкция с игольчатым клапаном, что приводит к возникновению проблемы с обеспечением адекватной смазки из-за характеристик водорода в зоне установки иглы. В то время как форсунка, изображенная на рисунке 11, функционирует благодаря электромагнитному механизму, который обеспечивает вертикальное перемещение плунжера.

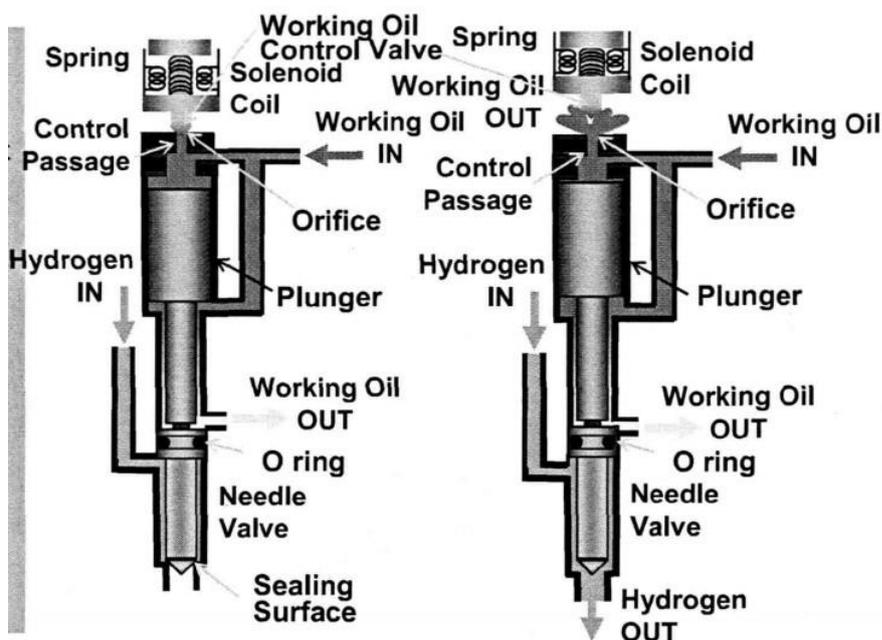


Рисунок 11 – Форсунка с игольчатым клапаном высокого давления с электромагнитным приводом (форсунка Yamane) [75]

Далее, поршень через рабочее масло и с помощью уплотнительного кольца будет осуществлять вертикальное движение иглы вверх-вниз. На схеме 11 показан инжектор, функционирующий за счет пьезоэлектрического привода, который активизирует гидравлический компенсатор, отвечающий за подъем иглы.

Схоже, что в конструкции форсунок Ямане и Вестпорта используются различные компоненты для выполнения аналогичных функций: в то время как в системе Ямане применяются плунжер, рабочее масло и уплотнительное кольцо для подъема иглы, Вестпорт интегрировал гидрокомпенсатор. Обе эти системы не только способствуют поднятию иглы для впрыска топлива, но и адаптируются к различным условиям эксплуатации, включая отклонения, возникающие при монтаже, тепловом расширении компонентов при нагреве и естественному износу деталей на протяжении всего периода использования форсунки.

Прокладка в инжекторе Yamane демонстрирует вызовы к продолжительности службы при использовании водорода в режиме высокого давления.

В первую очередь, отметим, что герметизирующее кольцо осуществляет вертикальное движение, вступая во взаимодействие с водородом, что подразумевает его недостаточную смазку и риск быстрого износа. Вдобавок, высокое давление водорода влечет за собой интенсивный разрыв давлений для уплотнительного кольца. С одной стороны мы сталкиваемся с водородом, давление которого может достигать свыше 100 бар, в то время как с противоположной стороны находится рабочее масло, давление которого понижается до уровня атмосферного, составляя около 1 бар. Пример трудностей, связанных с дифференциалом давлений, наглядно продемонстрирован на примере разработки инжектора Yamane, где первоначально установленное герметичное кольцо подверглось серьезному повреждению уже после 50 часов эксплуатации. Решением стало применение кольца с повышенной прочностью, которое, тем не менее, также подверглось истиранию вследствие трения. В данном случае, давление перестало быть проблемой, так как существует возможность создания кольца, устойчивого к давлению выше 300 бар [76]. Однако, отсутствие смазки при скольжении приводит к постепенному износу герметичного кольца. Помимо этого,

несмотря на отсутствие утечек водорода, все равно отмечаются вопросы долговечности, связанные с применением водорода как топлива.

В инжекторных системах обе модели работают с использованием игловых клапанов, что подразумевает необходимость борьбы с износом как седла, так и штока иглы. В ходе иницирующих испытаний модели Westport было зафиксировано, что посадочное место иглы подвергается пластической деформации из-за столкновений с иглой, прежде чем система достигла состояния стабильности. После испытательного периода в обеих системах фиксировались повреждения седла и штока иглы, однако они не оказались критичными и не привели к утечкам. Компоненты каждого инжектора подверглись предварительной обработке с использованием защитных покрытий; однако, как показывает практика, не все покрытия одинаково эффективны, что подчеркивает важность выбора адекватного покрытия, особенно для инжекторов, функционирующих под высоким давлением.

В контексте применения пьезоэлектрического актуатора в инжекторных системах компании Вестпорт важно уделить особое внимание его взаимодействию с водородом. Это объясняется тем, что в процессе эксплуатации обнаружено проникновение водорода в актуатор, что, в свою очередь, может стать причиной его отказа. Данная проблема относится к числу наиболее критических в контексте надежности пьезоэлектрических актуаторов. Проводимые на текущий момент научные исследования направлены на поиск альтернативных материалов для изготовления актуаторов, которые будут более устойчивы к воздействию водорода и повысят долговечность инжекторных систем.

### **1.5.5 Профили скорости**

Как отмечалось в предварительных обзорах, во время испытательного периода форсунок компании Westport была зарегистрирована пластическая деформация.

Данный эксперимент демонстрирует, что усилие, необходимое для остановки иглы при её приземлении, весьма значительно. Данное усилие

возрастает из-за эффекта вытеснения водорода, который происходит, когда игла подходит к поверхности. В результате вытеснения водородных молекул между двумя контактирующими поверхностями формируется регион с повышенным давлением, эффективно снижая скорость движения иглы.

Имеется в виду феномен гидродинамической смазки, критический для эффективности работы топливных форсунок в ДВС. В случае бензина, образование защитной пленки между иглой форсунки и ее седлом значительно уменьшает износ, благодаря свойствам бензина как смазочного материала [77]. Однако, у водорода как топлива, плотность и вязкость на порядок ниже, что снижает способность формирования защитной пленки и, следовательно, эффективность защиты от износа. Отсюда следует необходимость адаптации профиля скорости инжектора, учитывая эти особенности, для обеспечения контролируемого подъема и замедленного опускания иглы, максимизируя эффект смазки и минимизируя износ компонентов [78].

### **1.5.6 Свечи зажигания**

Преыдущие объяснения описывали различия между дизельным двигателем, работающим на принципе воспламенения за счёт сжатия, и бензиновым двигателем, использующим искровое зажигание. Учитывая, что исследовательский октановый номер (RON) водорода превышает 120 [80], что значительно выше, чем у большинства традиционных топлив, это свидетельствует о его неподходящих свойствах для применения в дизельных двигателях, основанных на воспламенении от сжатия.

Большинство исследований, связанных с водородными двигателями внутреннего сгорания, сконцентрированы на использовании двигателей с искровым воспламенением. Тем не менее, как было подробно анализировано в докладе преддипломной практики, водородные двигатели имеют высокую восприимчивость к детонации, что кажется неожиданным учитывая их высокое октановое число. Обычно, чтобы оценить детонационную стойкость топлива, используется его исследовательское октановое число (RON).

Впрочем, вероятность детонации у водорода значительно выше, чем могло бы предполагать это значение, вследствие его низкой минимальной энергии возгорания и короткого пути гашения, что способствует риску самовозгорания. Более точной мерой детонационной стойкости водорода будет являться его моторное октановое число (MON), которое вычисляется по аналогии с RON, однако испытания проводятся при условиях, максимально приближенных к эксплуатационным, что позволяет точнее оценить этот параметр. Водород имеет мон значительно ниже RON, достигая значения в 60 [81] по сравнению с более чем 120 по RON, что делает его похожим по свойствам на топливо для двигателей с воспламенением от сжатия.

Исследования двигателей на водороде, работающих на принципе воспламенения за счет сжатия, еще не нашли широкого распространения. Тем не менее, достигнуты успехи, позволяющие такие двигатели запускать, хотя пока что лишь в лабораторных условиях. Одним из критических условий является необходимость предварительного нагрева воздуха до температур в пределах 200-400°C перед его впуском в цилиндры. Исследователи Алейферис и Розати продемонстрировали, что применение двухфазного впрыска топлива может существенно улучшить стабильность процесса горения. Особенности процесса воспламенения водорода при сжатии многообразны, однако большая часть этих данных выходит за рамки текущего отчета, поскольку в проекте планируется использовать двигатели с искровым зажиганием. Таким образом, дальнейшее изучение воспламенения от сжатия не представляется целесообразным. Требования к модификации двигателя для достижения высоких степеней сжатия, которые в водородных двигателях могут достигать значений до 20:1, включая предварительный подогрев воздуха и двухфазный впрыск, делают такое преобразование чрезмерно сложным для реализации в рамках данного проекта.

Переходя от метода сжигания топлива через компрессионное воспламенение к использованию системы с искровым зажиганием,

необходимость в свечах зажигания становится очевидной. Так же, как и в случае с инжекторами, обыкновенная свеча зажигания не соответствует требованиям. Выбор подходящей свечи зажигания требует тщательного анализа, который изменяется от одного эксперимента к другому. Обсуждение свечей зажигания для использования с водородным топливом особенно акцентирует внимание на трех аспектах: материалах, из которых они изготовлены, их конструкции и оптимальном времени срабатывания искры.

Исследования материалов для производства свечей зажигания, применяемых в водородных двигателях внутреннего сгорания, показывают общее мнение среди ученых о непригодности платины для этих целей. Платина способствует каталитическому взаимодействию водорода с кислородом, что в контексте свечей зажигания может привести к нежелательному раннему воспламенению водородно-воздушной смеси из-за каталитической активности платины. Исследование Наткина и его коллег [82] является примером глубокого анализа в выборе материалов для свечей, где было выявлено, что свечи на никелевой основе подвергаются быстрой деградации. Это объясняется агрессивным воздействием атомарного водорода на никель в процессе горения. Помимо платины, непригодность которой для данного применения уже установлена, Наткин и его группа предпочли иридиевые свечи зажигания. Иридий, в отличие от платины, не проявляет каталитической активности в отношении водорода и обладает высшей стойкостью к износу, что делает его предпочтительным выбором для данного применения [82].

В процессе разработки свечей зажигания для использования в водородных двигателях, ключевым аспектом является управление тепловыми процессами, учитывая склонность водорода к эффективному отводу тепла. Водород характеризуется низким порогом воспламенения, что делает критически важным предотвратить любое нежелательное зажигание топливной смеси за счет излишнего накопления тепла в свече зажигания. Это требует от свечи возможности эффективного и быстрого охлаждения. В

контексте классификации свечей зажигания, они делятся на «холодные», обладающие высокой способностью к отводу тепла, и «горячие», где этот процесс происходит медленнее. На примере, демонстрируемом рисунком 12, изображена сравнительная характеристика тепловых свойств свечей: с левой стороны находится свеча с высоким тепловым индексом («горячая»), а с правой — свеча с низким тепловым индексом («холодная»).

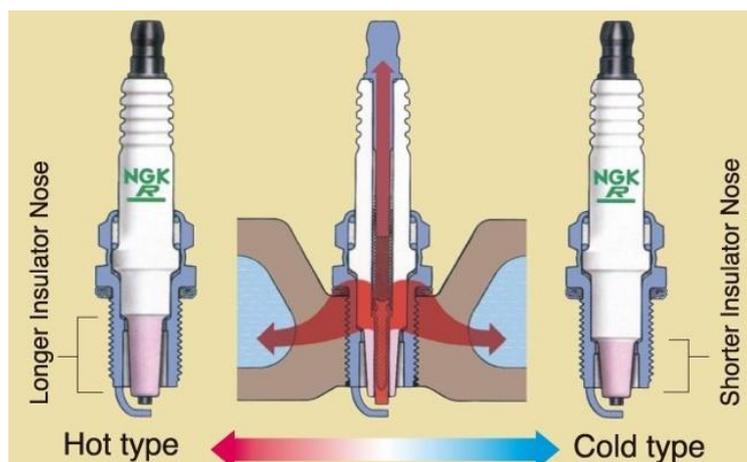


Рисунок 12 – Температурный интервал свечей зажигания

На представленном изображении наблюдается, что у свечи зажигания, предназначенной для работы в горячих условиях, изоляторный наконечник выполнен длиннее, в то время как для свечи, адаптированной к холодным условиям, характерен более короткий изоляторный наконечник. Такая деталь, как изоляторный носик, напрямую взаимодействует с высокотемпературной атмосферой камеры сгорания. Продолжительный изоляторный наконечник позволяет свече зажигания эффективнее абсорбировать тепло. В то же время, уменьшенная длина наконечника у свечи для холодного режима снижает ее способность к поглощению тепла, однако это компенсируется другим полезным эффектом. Укороченный носик обеспечивает увеличенную поверхность над ним, благодаря чему холодная свеча зажигания способствует лучшей теплоотдаче обратно в цилиндрическую головку, на что она установлена, способствуя таким образом снижению ее рабочей температуры.

Холодные свечи зажигания оптимальны для водородных ДВС благодаря низкому уровню нагара, требующего очистки путём сгорания. В бензиновых моторах свечи подвергаются накоплению отложений из-за процесса горения.

Оптимальный тепловой режим свечи зажигания обеспечивает эффективное удаление нагара и гарантирует её корректную функциональность [83]. При применении водорода как топлива образуется меньше загрязняющих отложений, снижая тем самым тепловые требования к свече зажигания.

В данном докладе будет подробно разбираться процесс воспламенения в водородном ДВС на более поздних этапах, в рамках проводимого компьютерного моделирования динамики жидкостей и газов (CFD).

### **1.5.7 Возврат выхлопных газов и использование каталитических нейтрализаторов**

Рассмотрим, как сокращение коэффициента стехиометрии напрямую приводит к уменьшению производительности водородного двигателя внутреннего сгорания, влияя на его специфическую мощность – соотношение выходной мощности к массе двигателя. Этот параметр приобретает критическую важность в авиационной отрасли, где экономия каждого грамма является приоритетной. С другой стороны, для минимизации эмиссии оксидов азота ( $\text{NO}_x$ ), необходимо поддержание низкого значения коэффициента стехиометрии, что становится всё более значимым в условиях современных экологических норм. Следовательно, для удержания коэффициента стехиометрии на низком уровне, не приводя к росту эмиссии  $\text{NO}_x$ , реализуются специальные технические решения, такие как применение системы рециркуляции выхлопных газов (EGR) и использование трехкомпонентного катализатора (TWC) для очистки выхлопов.

В системах с рециркуляцией отработанных газов (EGR) происходит возвращение части выхлопных газов назад в цилиндры двигателя в момент впуска воздуха, что приводит к разбавлению рабочей топливно-воздушной

смеси. В отличие от обычного разбавления воздушной средой, которое ведет к уменьшению коэффициента избытка воздуха, использование выхлопных газов позволяет сохранять данный коэффициент на прежнем уровне. Исследования, проведенные Сальви и Субраманианом [84], показали, что интеграция системы EGR в водородные двигатели внутреннего сгорания обеспечивает снижение эмиссии оксидов азота (NO<sub>x</sub>) до 50%. Эксперименты Хеффеля [85] выявили влияние EGR на параметры двигателя, включая эмиссию NO<sub>x</sub>, крутящий момент и тепловой коэффициент полезного действия при торможении, результаты которых были представлены на рисунке 13.

Заметно, что тяга, генерируемая двигателем с рециркуляцией отработавших газов (EGR), постоянно уступает по величине моделям без EGR, казалось бы, опровергая основополагающую задачу EGR, направленную на повышение тяговых показателей.

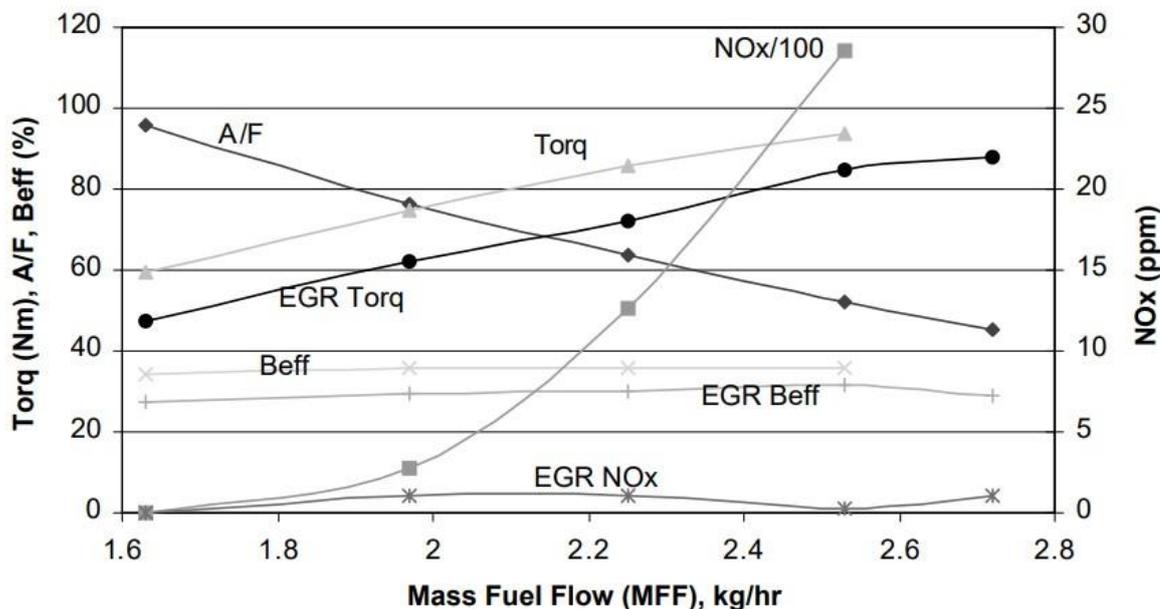


Рисунок 13 – Взаимосвязь между количеством расходуемого топлива и крутящим моментом двигателя (Torq), соотношением воздуха и топлива (A/F), эффективностью работы тормозной системы в тепловом аспекте (Beff), а также уровнем эмиссии оксидов азота (NO<sub>x</sub>). Данные, касающиеся системы рециркуляции отработавших газов (EGR), отмечены специальным префиксом «EGR». Важно отметить, что для наглядности на графике значения эмиссии оксидов азота, не связанные с EGR, были уменьшены в 100 раз [85].

Максимальная величина крутящего момента, которую способен развить оригинальный двигатель, достигает 94 ньютон-метров, тогда как агрегат, оснащенный системой рециркуляции отработавших газов (EGR), демонстрирует показатель в 88 Нм. Взглянув на уровень эмиссии оксидов азота (NO<sub>x</sub>), картина меняется: для двигателя без модификаций показатель эмиссии резко возрастает, в то время как при наличии системы EGR он практически не изменяется и стремится к нулю. Учитывая стремление к минимизации выбросов NO<sub>x</sub>, максимально достигаемый крутящий момент для оригинального двигателя ограничивается приблизительно 55 Нм, в то время как модифицированный с помощью EGR агрегат сохраняет способность генерировать до 88 Нм. Таким образом, применение системы EGR позволяет нарастить крутящий момент на 60%, демонстрируя эффективное решение для сочетания экологичности и производительности.

При увеличении максимального крутящего момента, снижаемого выделениями NO<sub>x</sub>, тепловая эффективность двигателя не повышается, а даже сокращается при внедрении системы рециркуляции отработанных газов (EGR). Это снижение тепловой эффективности обусловлено повышением температуры во впускном коллекторе за счет возврата горячих выхлопных газов, вызывающим повышенные объемные потери, а также необходимостью дополнительных усилий со стороны двигателя для перекачивания отработанных газов в камеру сгорания. Это подразумевает, что двигатель без модификаций может демонстрировать низкий уровень NO<sub>x</sub> и высокую тепловую эффективность за счет сниженного крутящего момента, в то время как агрегат с установленной системой EGR способен на низкий уровень NO<sub>x</sub> и повышенный крутящий момент, однако это достигается за счет уменьшения тепловой эффективности.

Исследование, проведенное Verckmüller и другими [48], выявило, что система рециркуляции отработанных газов (EGR) имеет ограничения: максимально возможная доля возвращаемых в двигатель выхлопных газов не

превышает 50%, при условии сохранения эффективной и безотказной работы двигателя.

Внедрение трехкомпонентного катализатора (TWC) представляет один из методов эффективного уменьшения выбросов оксидов азота (NO<sub>x</sub>), включая оксид и диоксид азота (NO и NO<sub>2</sub>), в атмосферу. Эта технология способствует расщеплению молекул NO<sub>x</sub> на азот (N<sub>2</sub>), тем самым значительно уменьшая общее количество выделенных оксидов азота. Благодаря этому, возможна работа двигателя на более высоких уровнях коэффициентов эквивалентности, без значительного увеличения выбросов NO<sub>x</sub>. Однако, применение TWC эффективно лишь в некотором диапазоне этих коэффициентов, предпочтительно, приближенных к стехиометрическим. Поэтому, прежде чем осуществить установку TWC, крайне важно оптимизировать антидетонационные свойства двигателя для работы на повышенных значениях коэффициента эквивалентности.

#### **1.5.8 Повышение давления при впуске**

До текущего момента в данном документе не анализировалось явление увеличения давления. До настоящего времени предполагалось, что все изучаемые двигатели функционировали без применения наддува, предполагая, что давление воздуха, входящего через впускной клапан, идентично атмосферному давлению окружающей среды, обычно составляющему 1 бар. В контексте наддувных двигателей происходит увеличение этого давления, что предназначено для более эффективного наполнения камеры сгорания воздухом. Это, в свою очередь, позволяет вводить в систему большее количество топлива при неизменной стехиометрии, способствуя тем самым увеличению выходной мощности двигателя.

Два основных метода увеличения давления в цилиндрах двигателей - это механический наддув и турбонаддув. В случае механического наддува компрессор подключается напрямую к коленчатому валу двигателя. Это вращение передается компрессору, который увеличивает давление воздуха,

поступающего в цилиндры. В системе турбонаддува, в качестве источника энергии для вращения компрессора используются выхлопные газы, проходящие через турбину. Это позволяет компрессору повышать давление всасываемого воздуха. Такие системы увеличения давления активно используются в различных сферах промышленности, особенно в автомобильном секторе и других областях, где задействованы двигатели внутреннего сгорания.

Эффективное применение усилителей давления является очевидным преимуществом, позволяя водородным двигателям внутреннего сгорания достигать уровня удельной мощности, сопоставимого с традиционными бензиновыми двигателями и двигателями, использующими сжатый природный газ, несмотря на их естественно более низкую эффективность. Этот аспект становится критически важным для двигателей внутреннего сгорания, выполняющих внешний впрыск водорода, где сниженная плотность топлива влияет на объемные характеристики и удельную мощность, делая её еще менее достаточной по сравнению с двигателями, осуществляющими внутренний впрыск. По мнению экспертов, именно наличие усилителей давления может сделать водородные двигатели с внешним впрыском пригодными для эффективного использования в практических условиях.

Исследователи в лице Нагалингама, Беркмюллера и Наткина провели эксперименты, интегрируя компрессоры в их водородные двигатели внутреннего сгорания с целью повышения производительности. Они выявили возможность повышения удельной мощности на 30-35%. Тем не менее, такие модификации привели к увеличению риска детонации и уровня эмиссии оксидов азота (NOx) из-за повышенного давления. В результате, было выявлено, что необходимо еще больше снижать коэффициент эквивалентности топливно-воздушной смеси. Согласно результатам, полученным Беркмюллером и коллегами, после повышения давления наддува до 1,85 бар, максимально возможный коэффициент эквивалентности

для избежания детонации понизился с 1 до 0,6, а для ограничения эмиссии NOx до 0,45. Нагалингам и его группа, увеличивая давление до 2,6 бар, фиксировали падение максимального коэффициента эквивалентности для предотвращения детонации до 0,5 и снижение порога для NOx до 0,4.

Применение усилителей давления сопряжено с определенными ограничениями, одним из которых является повышение температуры в камере сгорания из-за увеличения давления. Чтобы противодействовать этому, Нагалингам и его коллеги применили технику впрыска воды для снижения температуры, а команда Berckmüller разработала двигатель с системой охлаждения выпускного клапана и свечей зажигания.

### **1.5.9 Взаимодействие между клапаном и седлом клапана**

Взаимодействие водорода с элементами двигателя, каковыми являются форсунки, а также клапаны и их седла, из-за его недостаточных смазывающих качеств вызывает тревогу. В контексте исследовательских работ, предполагается возможность применения стандартных компонентов клапанного механизма для тестов, ведь износ материалов не представляется критическим. Тем не менее, при разработке двигателей для промышленного применения, потребуется глубокое исследование износостойчивости клапанов и их седел. Исследования, проведенные Наткиным и соавторами, выявили, что выпускные клапаны подвержены большей деградации по сравнению с другими элементами.

Фухурама и коллеги [50] выявили, что использование медного сплава в материале седла впускного клапана было причиной интенсивного детонационного горения в двигателе. Проблема была устранена путём замены медного седла на седло из железа. Хотя данное явление уникально и не широко освещено в научных исследованиях, критически важно при проектировании и модернизации двигателей внутреннего сгорания для работы на водороде избегать применение медных седел клапанов.

### **1.5.10 Охлаждение водорода**

В данном докладе пока не упоминается о методах хранения водорода. Водород, являющийся газом при стандартных условиях, обладает низкой плотностью, что вынуждает использовать обширные емкости для хранения значительных объемов водорода, необходимых для обеспечения его экономической эффективности как альтернативы ископаемому топливу, особенно в контексте авиации. В основном водород хранят двумя методами: под высоким давлением или в жидком состоянии. Преимущественно применяется сжатый водород, в то время как жидкий (криогенный) вариант требует более комплексных и тяжеловесных хранилищ, при этом даже так плотность водорода остается на сравнительно низком уровне. Одно из преимуществ криогенного метода в том, что охлажденный водород, инжектируемый в двигатель, понижает температуру в камере сгорания, снижая риск детонации. Это также влияет на уменьшение выбросов оксидов азота (NO<sub>x</sub>), как показано на рисунке 14. Так, двигатель на водородном топливе может функционировать как с использованием охлажденного, так и неохлажденного газа, причем температура охлажденного водорода достигает около -130°C.

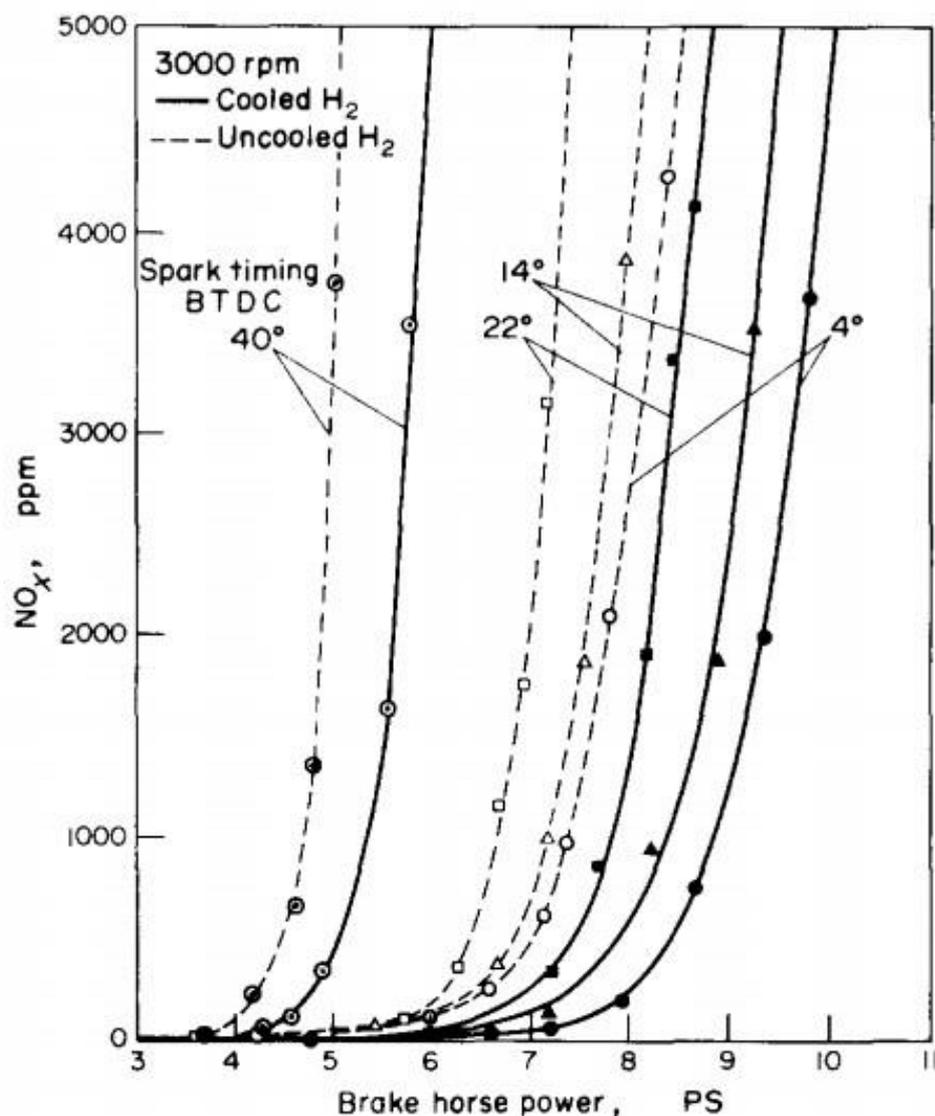


Рисунок 14 – Корреляция между тормозной мощностью и эмиссиями оксидов азота (NOx) при использовании охлажденного и неохлажденного водорода (H<sub>2</sub>) и при различных углах опережения зажигания [50].

Очевидно, что при аналогичном уровне эмиссии оксидов азота (NO<sub>x</sub>), двигатель на водородном топливе с системой охлаждения способен генерировать повышенный объем мощности.

### **Выводы первой главе литературный обзор.**

В ходе анализа литературных источников, посвященных сложностям эксплуатации и техническим характеристикам водородных двигателей внутреннего сгорания, были собраны и интегрированы данные. Эти знания в сочетании с компьютерным моделированием динамики жидкости и газа

(CFD) позволили глубже понять текущие вызовы и исследовать потенциальные улучшения водородных двигателей внутреннего сгорания.

В процессе данного исследования, выполненного с применением программного обеспечения ANSYS Forte для вычислительной гидродинамики (CFD), выявили, что из-за интенсивности горения водорода процесс сгорания может протекать с высокой скоростью, что осложняет управление горением, вызывая рост пиковых значений давления и снижение энергоэффективности за счет повышенных тепловых потерь. Тем не менее, обнаружилось, что оптимизация процесса впрыска водорода позволяет контролировать скорость горения, результатом чего становится уменьшение пикового давления в камере сгорания, улучшение экологические показатели за счет снижения эмиссии оксидов азота (NOx) и увеличение отдачи двигателя.

## ГЛАВА 2 Описание экспериментального оборудования

### 2.1 Оборудование для эксперимента и измерительные приборы

Изучение динамики распространения пламени и его электропроводимости, а также анализ корреляции этих параметров с уровнями углеводородов (СН) и оксидов азота (NO) в отработанных газах, было осуществлено с применением экспериментального оборудования, в частности, одноцилиндрового испытательного агрегата УИТ-85, что детализируется на рисунке 15. Эти опыты выполнялись на специализированном экспериментальном комплексе, разработанном вокруг одноцилиндрового бензинового двигателя с системой искрового зажигания модели УИТ-85.



Рисунок 15 – Внешний вид установки УИТ-85

Устройство УИТ-85 с адаптируемой степенью сжатия обеспечивает возможность регулировки ключевых параметров двигателя по отдельности: концентрацию воздушно-топливной смеси, уровень сжатия, частоту оборотов коленвала, температуру системы охлаждения и время воспламенения. Эти уникальные характеристики позволяют точно анализировать влияние различных факторов на процесс горения и количество оксидов углерода и азота в выбросах. В рамках исследования были применены разнообразные типы ионизационных датчиков: с одним электродом, плавающим, классическим одноэлектродным, пятью электродами и тремя электродами. На рисунке 16 представлена конструкция камеры сгорания с изменяемым объемом, включающая в себя установленные ионизационные датчики и детектор давления.

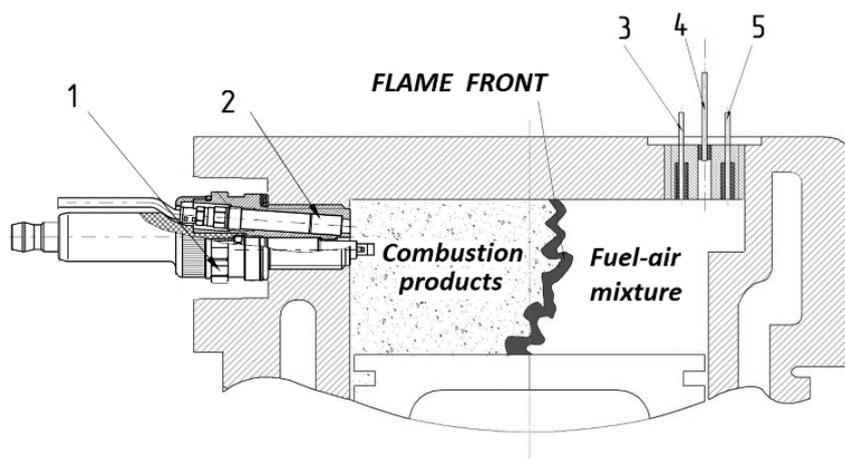


Рисунок 16 – Структура камеры сгорания, оснащённой ионизационными датчиками (а) 1 - источник зажигания, 2 - измеритель давления, 3 - ионизационный датчик, 4 - ионизационный датчик, 5 - ионизационный датчик

Чтобы измерить локальную турбулентную и стандартную скорости распространения огня и определить толщину пламени возле стенки сгорания, применялся трехэлектродный ионизационный датчик, изображение которого представлено на рисунке 17.



Рисунок 17 – Трехэлектродный ионизационный датчик

Для модификации свойств распространения огня в процессе сгорания, топливу добавляли водородные компоненты в пропорциях 0%, 3%, и 5%. В период проведения экспериментальных работ, проводилась фиксация сигналов, исходящих от ионизационного сенсора, системы искрообразования и устройства, определяющего положение коленвала. Визуализация методики регистрации данных иллюстрирована на рисунке 18.

Измерение давления внутри цилиндра двигателя производилось при помощи датчика давления фирмы Kistler. С целью определения локальных параметров распространения фронта горения использовались ионизационные датчики.

Для модификации параметров распространения пламени внедряли водород в дозировках 3 и 5 процентов от общего веса топлива. В процессе испытаний производилась запись показаний с ионизационного датчика, датчика давления, устройства искрового зажигания и измерителя положения коленвала.

## **2.2 Процедура термодинамического исследования цикла в бензиновом двигателе внутреннего сгорания**

В процессах сжатия, сгорания и расширения работающее вещество можно анализировать как изолированную систему с минимальными энергетическими потерями через поршневые кольца, которые при малых

давлениях незначительны. В этой системе темп передачи тепла и его отвода варьируется в зависимости от перемещения поршня и хода процесса горения. Теплообмен в этой системе характеризуется политропным процессом, который указывает на изменяющуюся природу теплопередачи [1].

Исследование процесса горения в двигателях внутреннего сгорания (ДВС) с искровым зажиганием сталкивается с определенными вызовами, в частности с точным установлением времени завершения процесса горения. В рамках данного анализа использовалась бензиновая одноцилиндровая экспериментальная установка УИТ-85, настройки которой включали степень сжатия равную 7 и скорость вращения кривошипно-шатунного механизма на уровне 600 оборотов в минуту. В результате исследований, описанных в источниках [1], были получены кривые, иллюстрирующие классические изменения показателя политропы в ходе испытаний на установке УИТ-85. Рассматривались два режима работы: с интенсивным выделением тепла при использовании обогащенной топливной смеси с добавлением водорода и при сгорании бедной смеси. В обоих случаях перед моментом зажигания зафиксирована линейная зависимость уменьшения показателя политропы, за которой следует его резкий рост вплоть до бесконечности, что сигнализирует о начале интенсивного выделения тепла, далее рост показателя на этапе сжатия, сменяется его падением, что указывает на замедление подвода тепла, часть которого расходуется на работу. Зафиксированные точки 0 (максимум индикаторного давления) и 1 (максимум температуры) демонстрируют различие в поведении показателя политропы между условиями активного сгорания обогащенной смеси и более медленного сгорания в условиях бедной смеси.

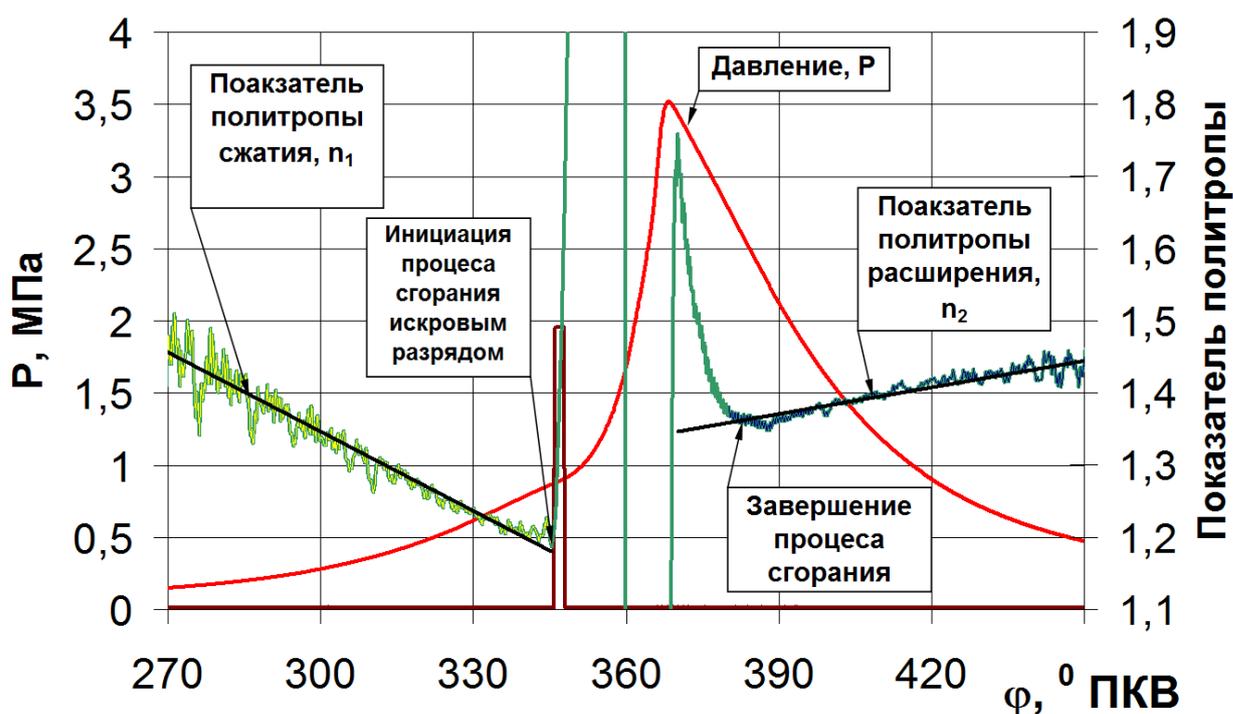


Рисунок 18 – Анализ колебания коэффициента политропического процесса в установке УИТ-85 при угле опережения зажигания 140 градусов по кривой и обогащении топливной смеси до соотношения 0,892 с учетом введения 3,38% водорода в массовом отношении к бензину.

На рисунке 18 видно, что индекс политропы увеличивается благодаря активности процессов теплового выделения, отмеченных в источниках [5,6], а дальше его значение падает, переходя в линейный тренд, типичный для стадии экспансии. В отличие от этого, на рисунке 19 индекс политропы продолжает расти до момента, когда он стабилизируется в линейную форму, что характерно для процесса расширения, что объясняется уменьшением интенсивности тепловыделения в заключительной фазе горения.



Рисунок 19 – Анализ колебаний коэффициента политропы в установке УИТ-85 при угле объемного оптимального заполнения  $\varphi_{УОЗ}$ , равном 13,50 ПКВ, и коэффициенте избытка воздуха  $\alpha$ , составляющем 1,387, без интеграции водородных добавок в тепловыделяющие элементы.

Следовательно, было доказано, что независимо от того, исследуется ли процесс сгорания, протекающий с высокой скоростью, или же сгорание, характеризующееся низкой скоростью реакции, использование анализа для изучения динамики изменения коэффициента политропы способствует точному определению времени завершения процесса сгорания с разбросом в 1–30 градусов по кривой распределения угла поворота коленчатого вала, что имеет значительное значение, включая аспекты анализа условий, способствующих формированию вредных веществ в ходе сгорания.

### Глава 3 Обзор результатов экспериментальных исследований влияния водорода на процесс сгорания в УИТ-85 при работе на бензине

#### 3.1 Обзор исходных данных экспериментального исследования влияния водорода на процесс сгорания в УИТ-85 при работе на бензине

При проведении экспериментальных исследования влияния водорода на процесс сгорания в УИТ-85 при работе на бензине многоканальным аналого-цифровым преобразователем записывались следующие сигналы: показания датчика массового расхода воздуха, показания датчика фиксирующего появления искрового разряда в высоковольтном проводе на свече зажигания, данные с датчика давления фирмы Кистлер расположенного в адаптере со свечей зажигания, данные с датчиков (1-го, 2-го и 3-го) ионизации. Данные, характеризующие протекание процесса сгорания описываются показаниями датчиков искрового разряда, датчика давления и датчиков ионизации. Пример этих графиков приведен на рисунках 20 – 30.

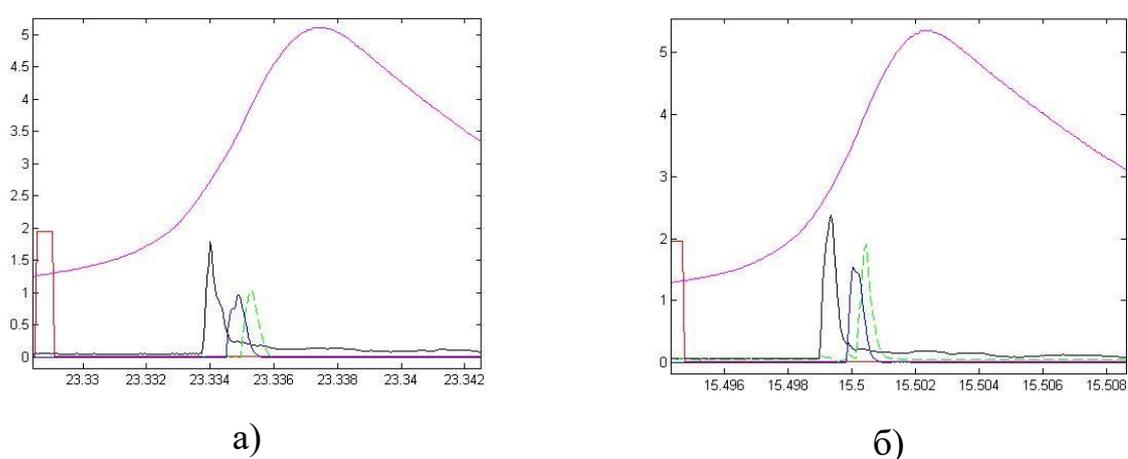


Рисунок 20 – Пример записи сигналов с датчика искрового разряда, датчика давления и датчиков ионизации, для режима: частота вращения 600 об/мин, степень сжатия 5,9, угол опережения зажигания 16 град. ПКВ, коэффициент избытка воздуха 1,0125 для: (а) топливо бензин; (б) топливо бензин с добавкой 2% водорода;

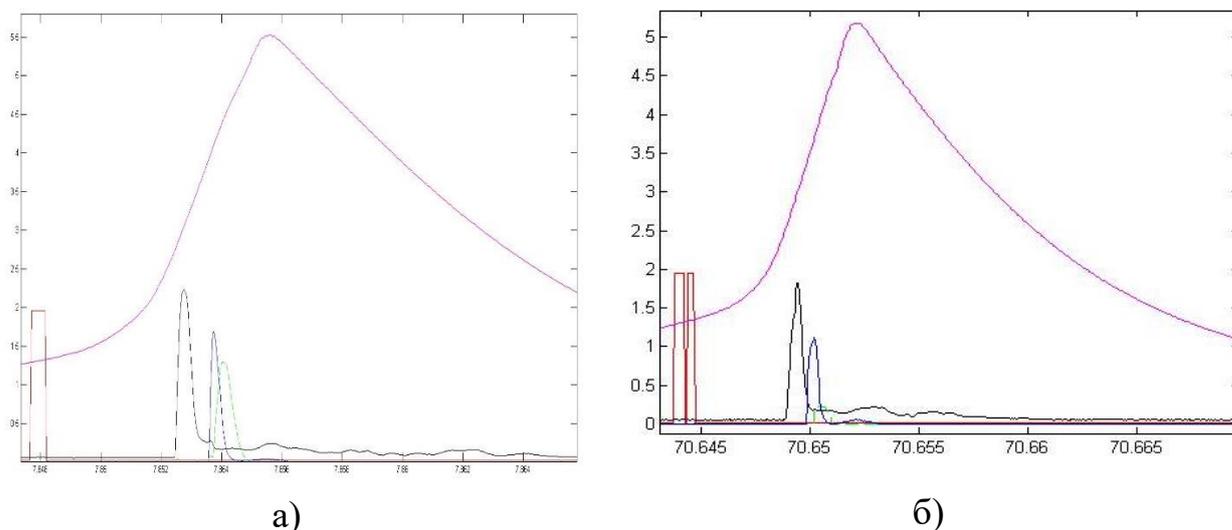


Рисунок 21 – Пример записи сигналов с датчика искрового разряда, датчика давления и датчиков ионизации, для режима: частота вращения 900 об/мин, степень сжатия 7, угол опережения зажигания 16 град. ПКВ, коэффициент избытка воздуха 0,9089 для: (а) топливо бензин; (б) топливо бензин с добавкой 2% водорода;

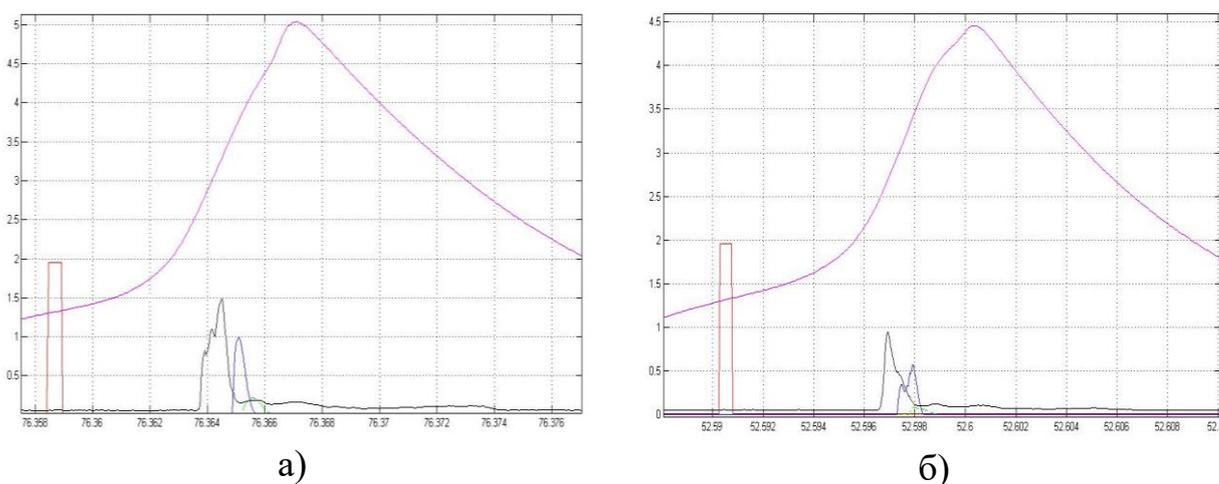
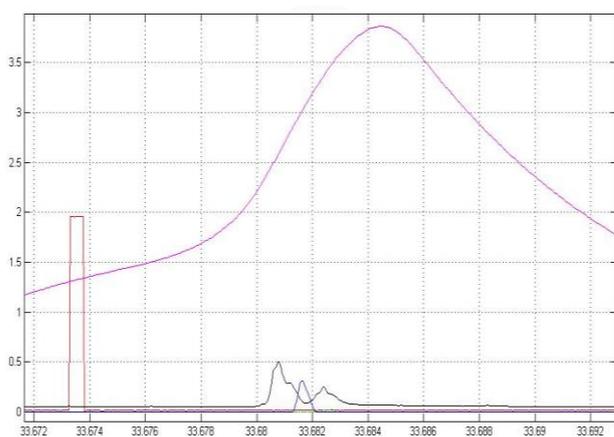
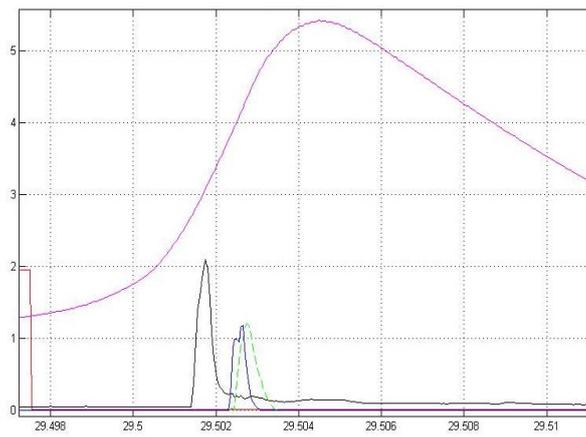


Рисунок 22 – Пример записи сигналов с датчика искрового разряда, датчика давления и датчиков ионизации, для режима: частота вращения 900 об/мин, степень сжатия 5,9, угол опережения зажигания 19 град. ПКВ, для: (а) коэффициент избытка воздуха 1,203, топливо бензин; (б) коэффициент избытка воздуха 1,268, топливо бензин с добавкой 2% водорода;

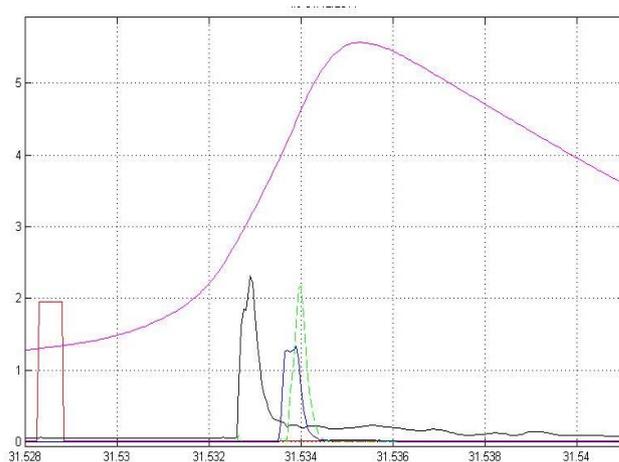


а)

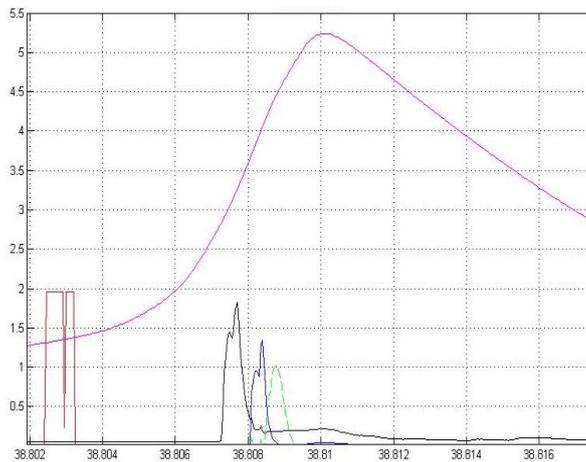


б)

Рисунок 23 – Пример записи сигналов с датчика искрового разряда, датчика давления и датчиков ионизации, для режима: частота вращения 600 об/мин, степень сжатия 5,9, угол опережения зажигания 16 град. ПКВ, коэффициент избытка воздуха 1,25 для:(а) топливо бензин; (б) топливо бензин с добавкой 2% водорода;

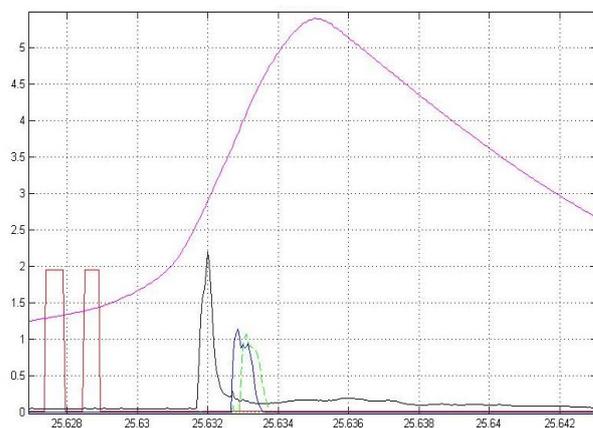


а)

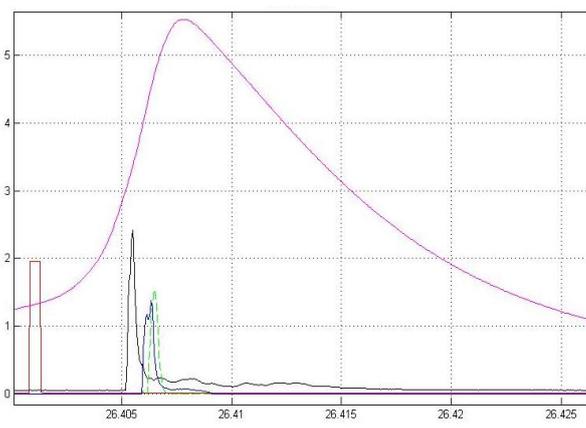


б)

Рисунок 24 – Пример записи сигналов с датчика искрового разряда, датчика давления и датчиков ионизации, для режима: частота вращения 600 об/мин, степень сжатия 7, угол опережения зажигания 16 град. ПКВ, коэффициент избытка воздуха 1,125 для:(а) топливо бензин; (б) топливо бензин с добавкой 2% водорода;

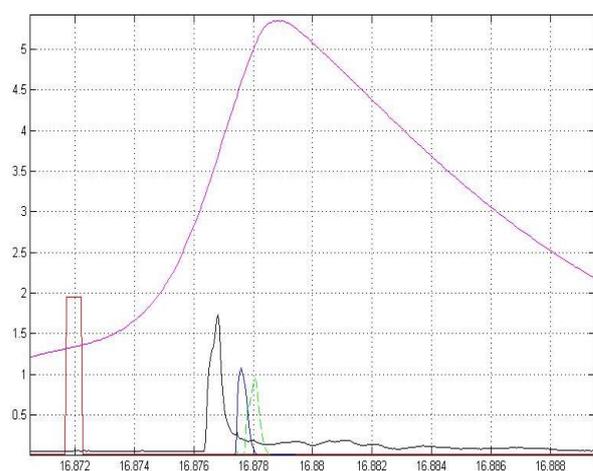


а)

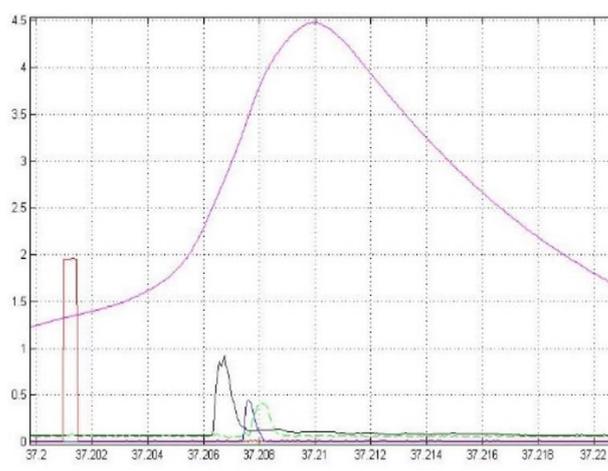


б)

Рисунок 25 – Пример записи сигналов с датчика искрового разряда, датчика давления и датчиков ионизации, для режима: частота вращения 900 об/мин, степень сжатия 7, угол опережения зажигания 16 град. ПКВ, коэффициент избытка воздуха 1,025 для:(а) топливо бензин; (б) топливо бензин с добавкой 5% водорода;

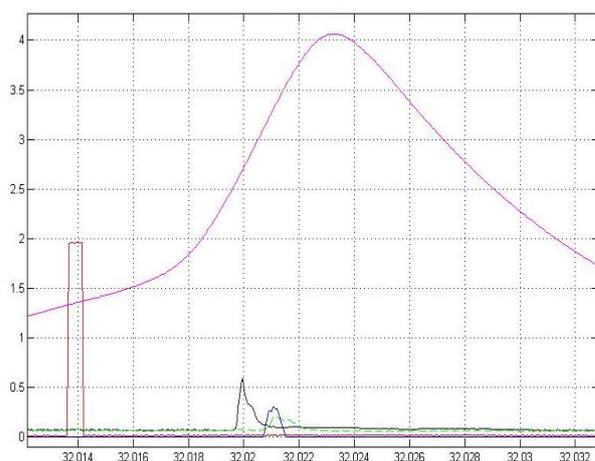


а)

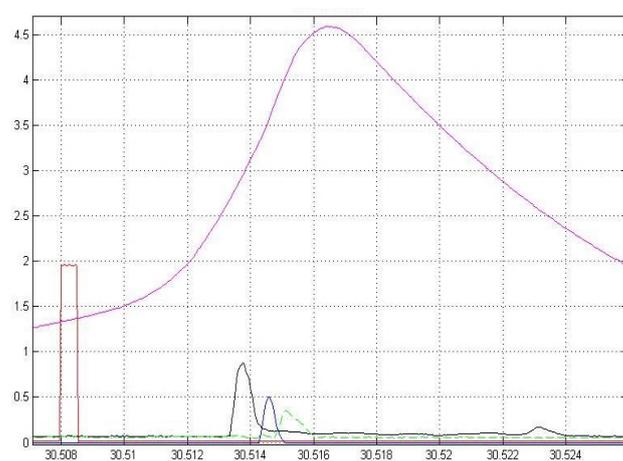


б)

Рисунок 26 – Пример записи сигналов с датчика искрового разряда, датчика давления и датчиков ионизации, для режима: частота вращения 900 об/мин, степень сжатия 5,9, угол опережения зажигания 16 град. ПКВ, коэффициент избытка воздуха 1,125 для:(а) топливо бензин с добавкой 5% водорода; (б) топливо бензин с добавкой 2% водорода;

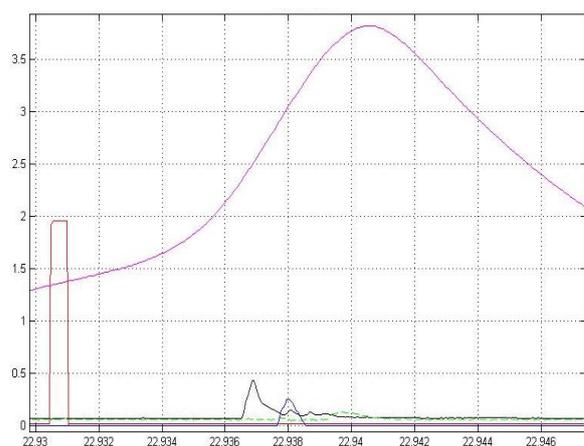


а)

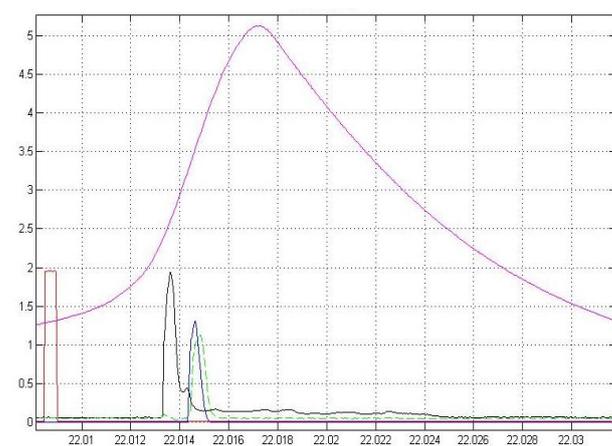


б)

Рисунок 27 – Пример записи сигналов с датчика искрового разряда, датчика давления и датчиков ионизации, для режима: частота вращения 600 об/мин, степень сжатия 5,9, угол опережения зажигания 16 град. ПКВ, коэффициент избытка воздуха 1,495 для:(а) топливо бензин с добавкой 2% водорода; (б) топливо бензин с добавкой 5% водорода;

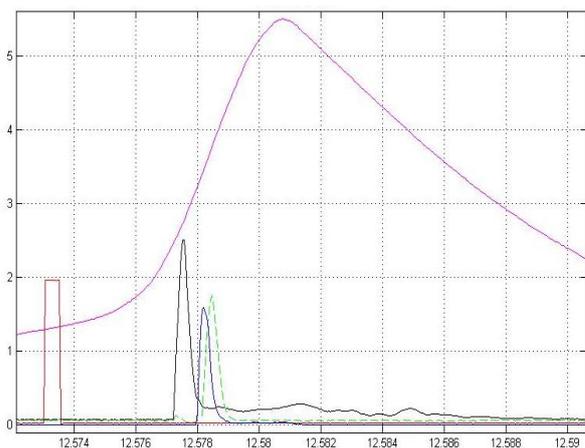


а)

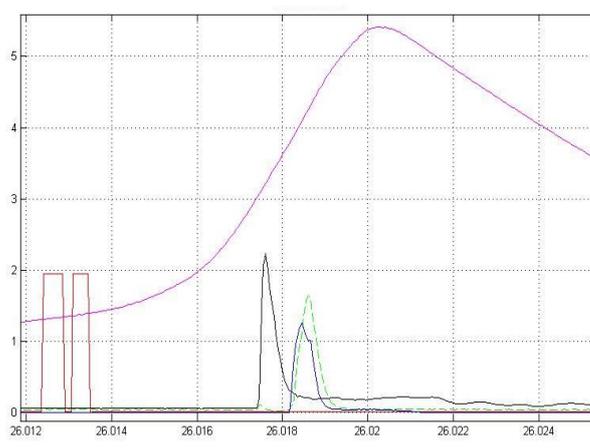


б)

Рисунок 28 – Пример записи сигналов с датчика искрового разряда, датчика давления и датчиков ионизации, для режима: частота вращения 900 об/мин, угол опережения зажигания 16 град. ПКВ, коэффициент избытка воздуха 1,28 для:(а) степень сжатия 5,9, топливо бензин; (б) степень сжатия 7, топливо бензин с добавкой 5% водорода;

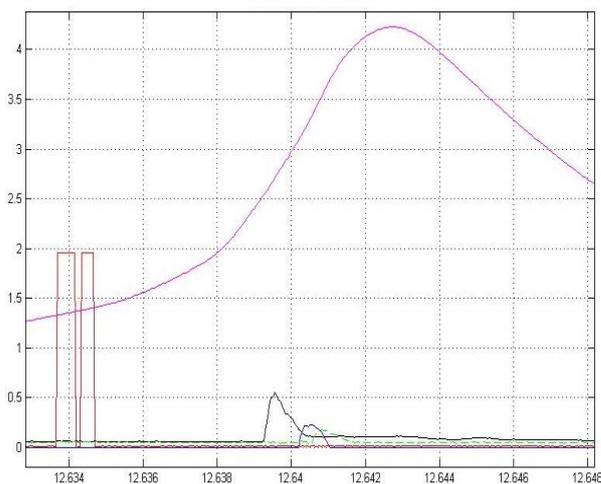


а)

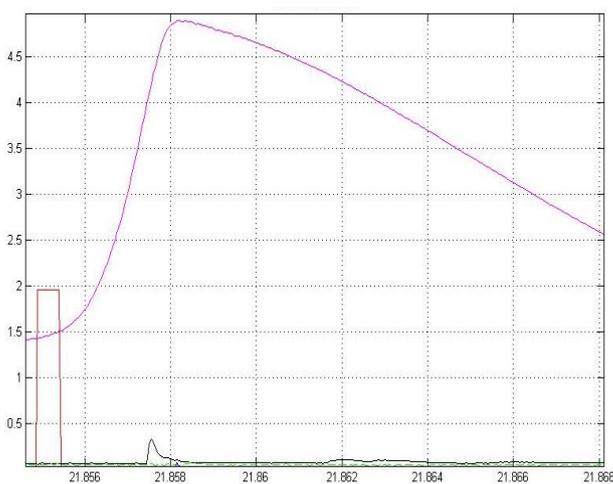


б)

Рисунок 29 – Пример записи сигналов с датчика искрового разряда, датчика давления и датчиков ионизации, для режима: частота вращения 900 об/мин, степень сжатия 7, угол опережения зажигания 22 град. ПКВ, коэффициент избытка воздуха 0,86 для: (а) топливо бензин с добавкой 5% водорода; (б) топливо бензин с добавкой 2% водорода;



а)



б)

Рисунок 30 – Пример записи сигналов с датчика искрового разряда, датчика давления и датчиков ионизации, для режима: частота вращения 900 об/мин, степень сжатия 7, угол опережения зажигания 22 град. ПКВ, коэффициент избытка воздуха 1,54 для: (а) топливо бензин с добавкой 5% водорода; (б) топливо бензин с добавкой 2% водорода;

Из рисунков 20-30 видно, что с добавкой водорода импульсы ионного тока становятся стабильней и быстрее, что говорит о повышении скорости химических реакций горения во фронте пламени, что выражается в повышении плотности заряженных частиц, что отражается в более

стабильном и амплитудном сигнале с датчиков ионизации, так и в том, что сигнал становится быстрее относительно искрового разряда.

### 3.2 Влияние состава смеси на характеристики процесса сгорания в УИТ-85 при работе на бензине и бензине с добавками водорода

Один из важных параметров, оценивающих протекание процесса сгорания является индикаторное давление, по этой причине на рисунках 31 – 34, проведено определение влияния водорода на максимальное давление в цикле при добавке 3 и 5% водорода, при варьировании такими показателями как коэффициент избытка воздуха, угол опережения зажигания, степень сжатия и частота вращения коленчатого вала.

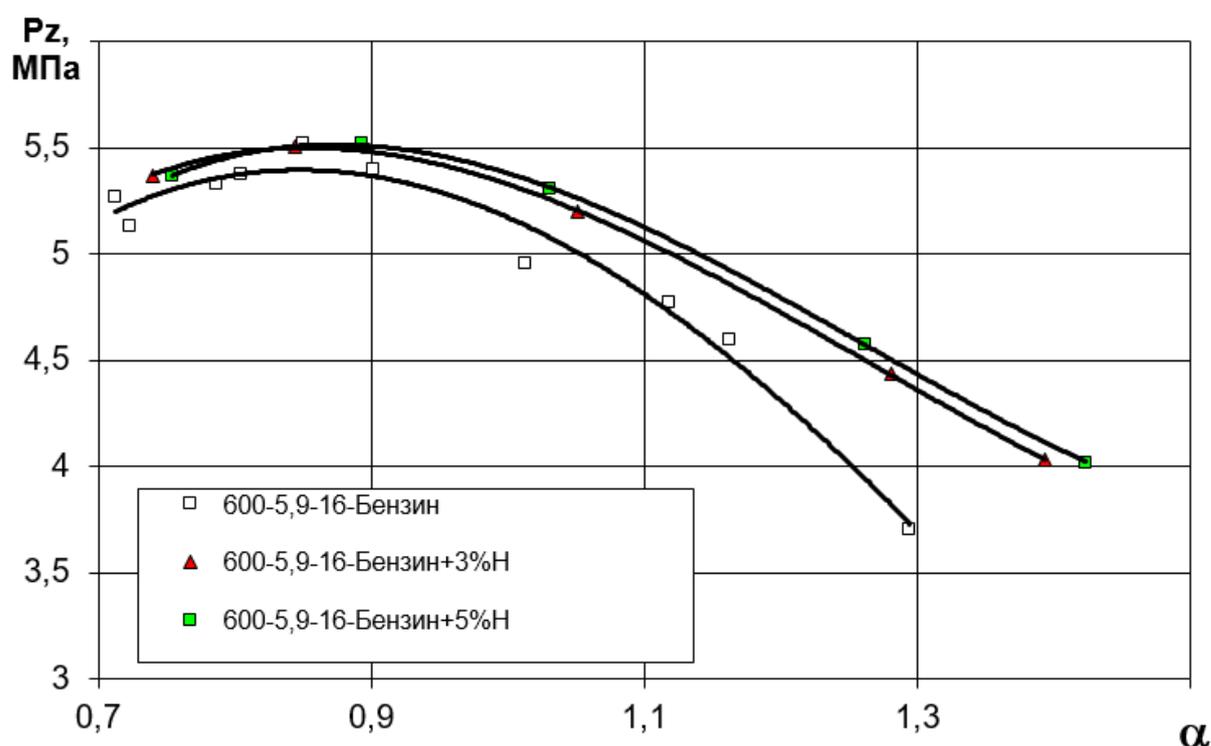


Рисунок 31 – Оценка влияния водорода на максимальное давление в цикле при варьировании коэффициентом избытка воздуха и угле опережения зажигания 16 град. ПКВ, степенью сжатия 5,9 и частоте вращения коленчатого вала 600 об/мин

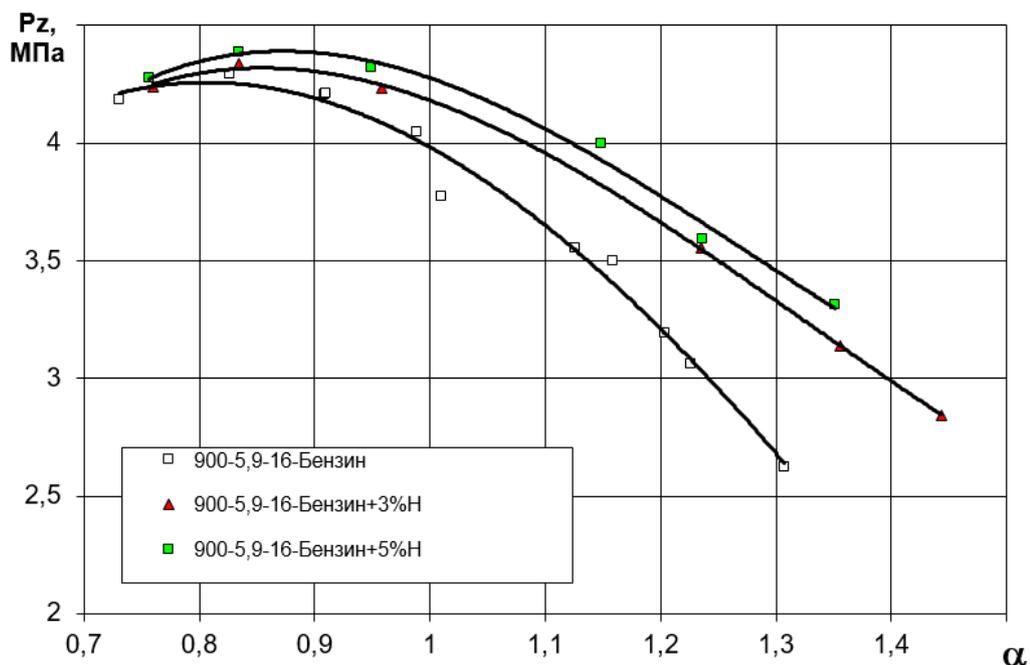


Рисунок 32 – Оценка влияния водорода на максимальное давление в цикле при варьировании коэффициентом избытка воздуха и угле опережения зажигания 16 град. ПКВ, степенью сжатия 5,9 и частоте вращения коленчатого вала 900 об/мин

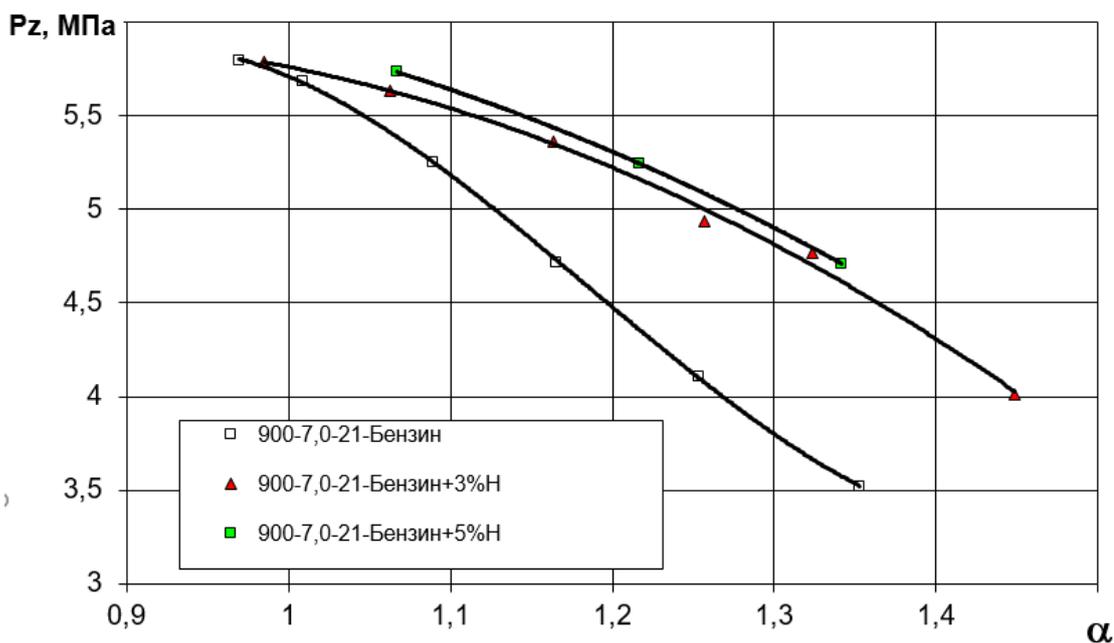


Рисунок 33 – Оценка влияния водорода на максимальное давление в цикле при варьировании коэффициентом избытка воздуха и угле опережения зажигания 21 град. ПКВ, степенью сжатия 7 и частоте вращения коленчатого вала 900 об/мин

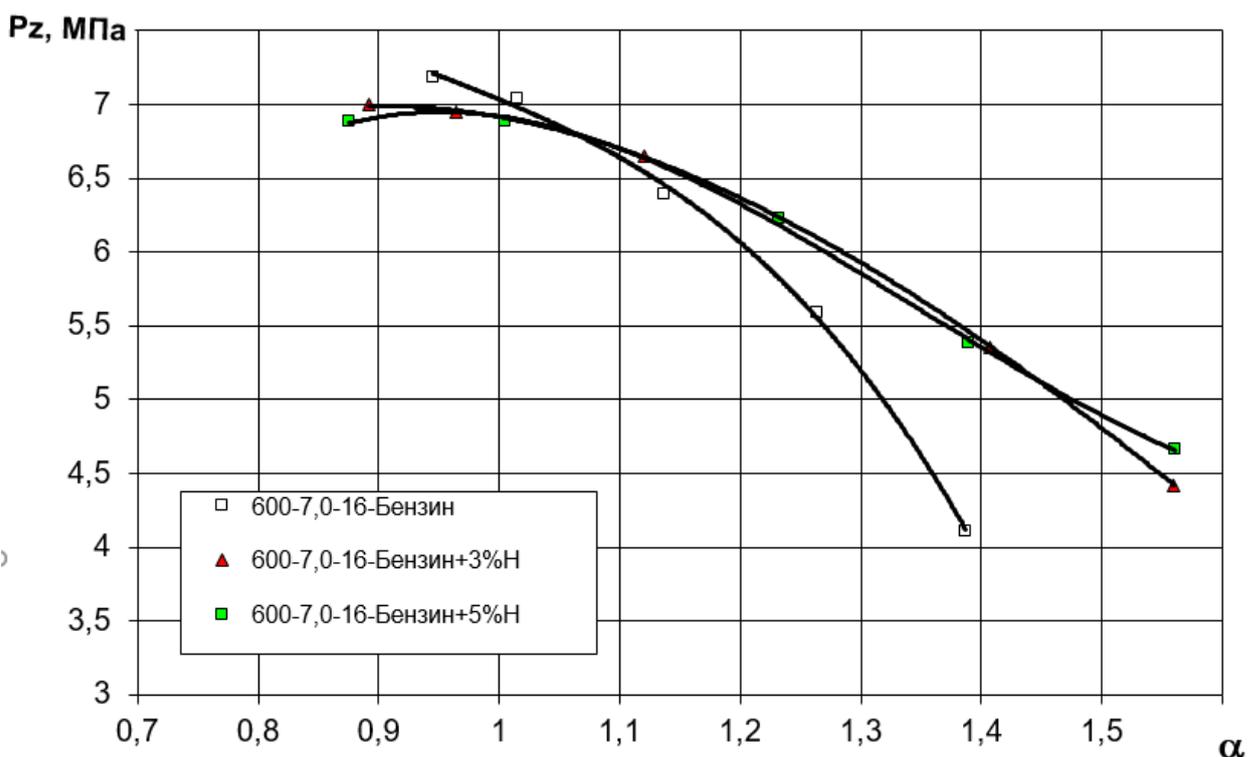


Рисунок 34 – Оценка влияния водорода на максимальное давление в цикле при варьировании коэффициентом избытка воздуха и угле опережения зажигания 16 град. ПКВ, степенью сжатия 7 и частоте вращения коленчатого вала 900 об/мин

Из рисунков 31 – 34 видно, что добавка водорода повышает максимальные значения индикаторного давления для всех исследуемых режимов работы, причем различия между добавкой 3 или 5 % минимальны, что говорит о промотирующих свойствах именно малых добавок водорода.

На рисунках 35 и 36 представлено влияние добавки водорода на скоростные характеристики горения, а именно на время, соответствующее максимальному давлению в цилиндре двигателя. Также как и на прошлых рисунках видно, что добавка водорода увеличивает скорость сгорания и влияние первой части добавляемого водорода более значимо чем добавка большего количества водорода.

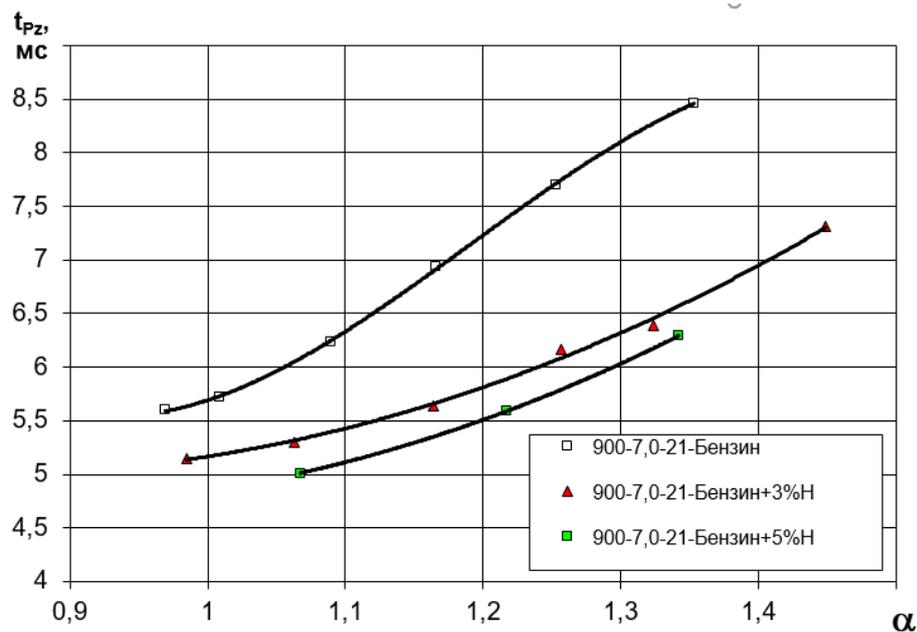


Рисунок 35 – Влияние добавки водорода на скоростные характеристики горения, а именно на время, соответствующее максимальному давлению в цилиндре двигателя при варьировании коэффициентом избытка воздуха и угле опережения зажигания 21 град. ПКВ, степенью сжатия 7 и частоте вращения коленчатого вала 900 об/мин

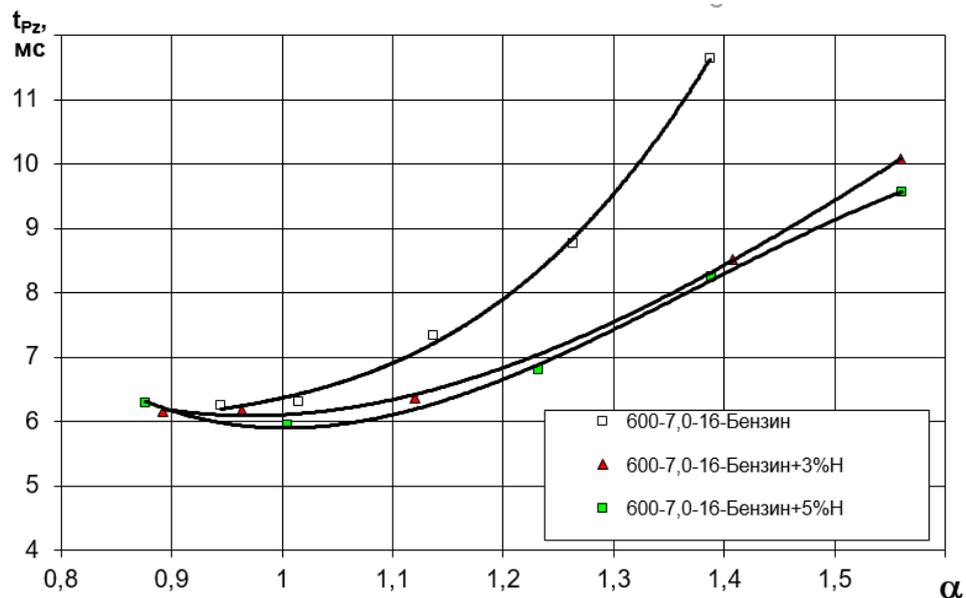


Рисунок 36 – Влияние добавки водорода на скоростные характеристики горения, а именно на время, соответствующее максимальному давлению в цилиндре двигателя при варьировании коэффициентом избытка воздуха и угле опережения зажигания 16 град. ПКВ, степенью сжатия 7 и частоте вращения коленчатого вала 900 об/мин

Важным показателем скорости химических реакций во фронте пламени является характеристика ионного тока проводимости пламени, в нашем случае решено использовать для анализа наиболее стабильный параметр ионного тока, а именно амплитуду ионного тока. На рисунках 37, 38 и 39 представлены графические изображение зависимости амплитуды ионного тока от доли водорода, состава смеси, степени сжатия, угла опережения зажигания, частоты вращения для каждого из 3-х датчиков ионизации, установленных в камере сгорания во время экспериментальных исследований.

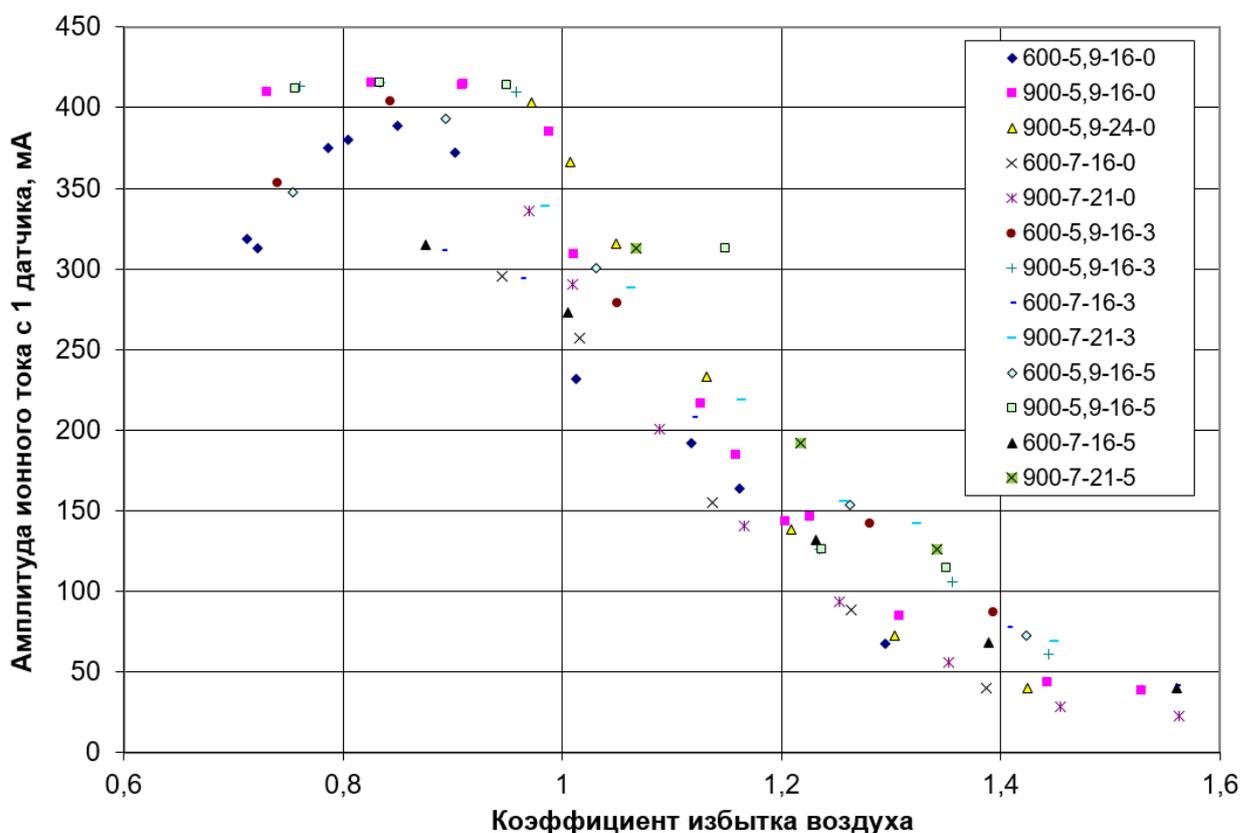


Рисунок 37 – Графические изображение зависимости амплитуды ионного тока от доли водорода, состава смеси, степени сжатия, угла опережения зажигания, частоты вращения для 1-го датчика ионизации

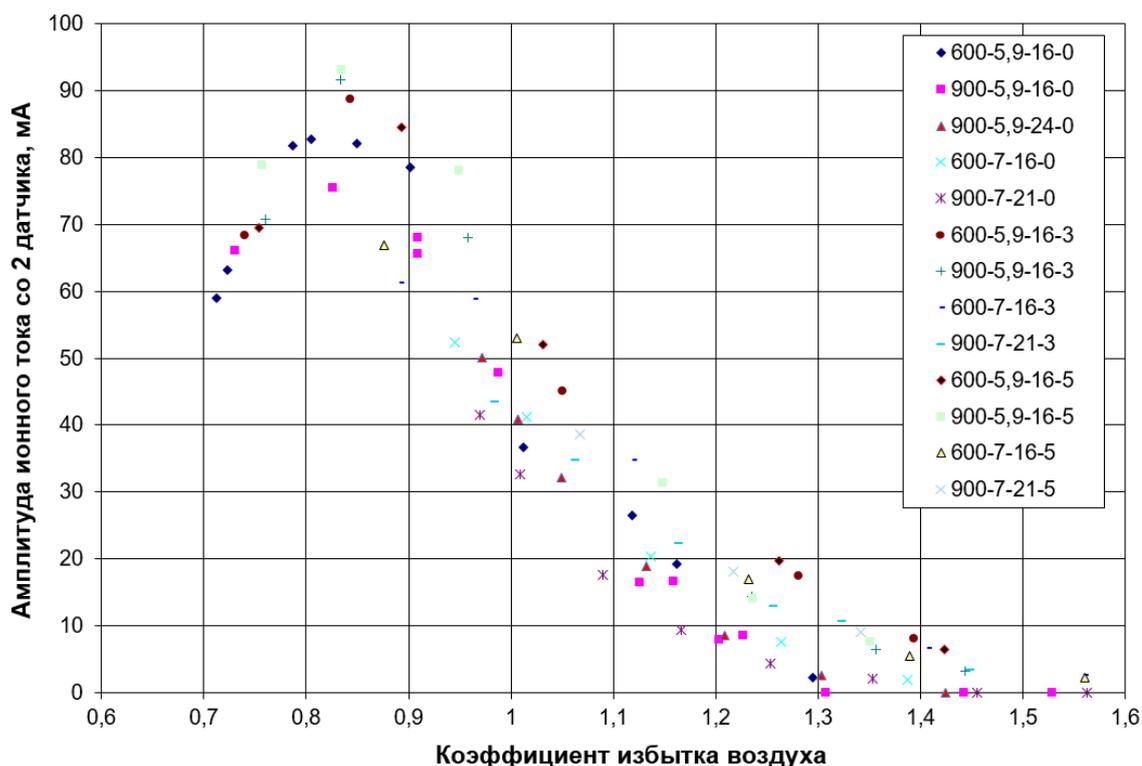


Рисунок 38 – Графическое изображение зависимости амплитуды ионного тока от доли водорода, состава смеси, степени сжатия, угла опережения зажигания, частоты вращения для 2-го датчика ионизации

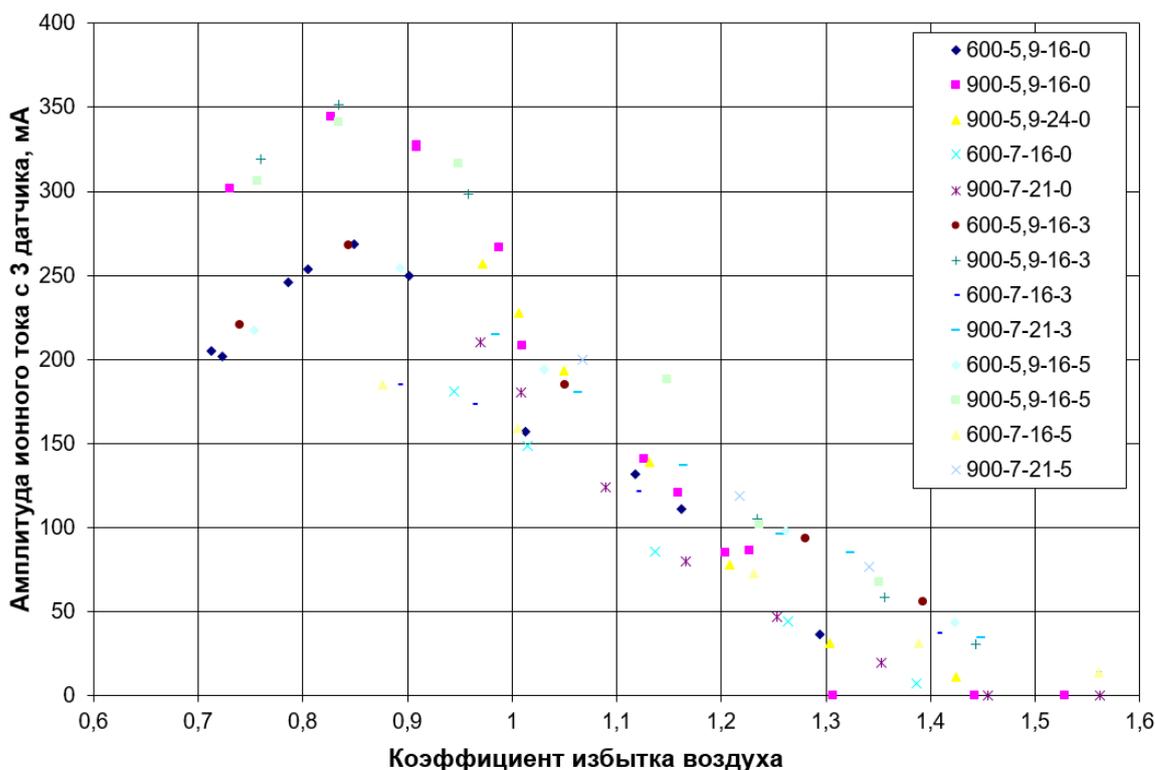


Рисунок 39 – Графическое изображение зависимости амплитуды ионного тока от доли водорода, состава смеси, степени сжатия, угла опережения зажигания, частоты вращения для 3-го датчика ионизации

## Глава 4 Анализ результатов экспериментальных исследований

В 4-ой главе проведем анализ полученных экспериментальных данных и выявления зависимостей, позволяющих лучше понять физико-химические основы внутрицилиндровых процессов высокотемпературного окисления углеводородов. На рисунках 40 и 41 представлены зависимости максимального давления от средней скорости распространения фронта пламени в основной фазе сгорания.

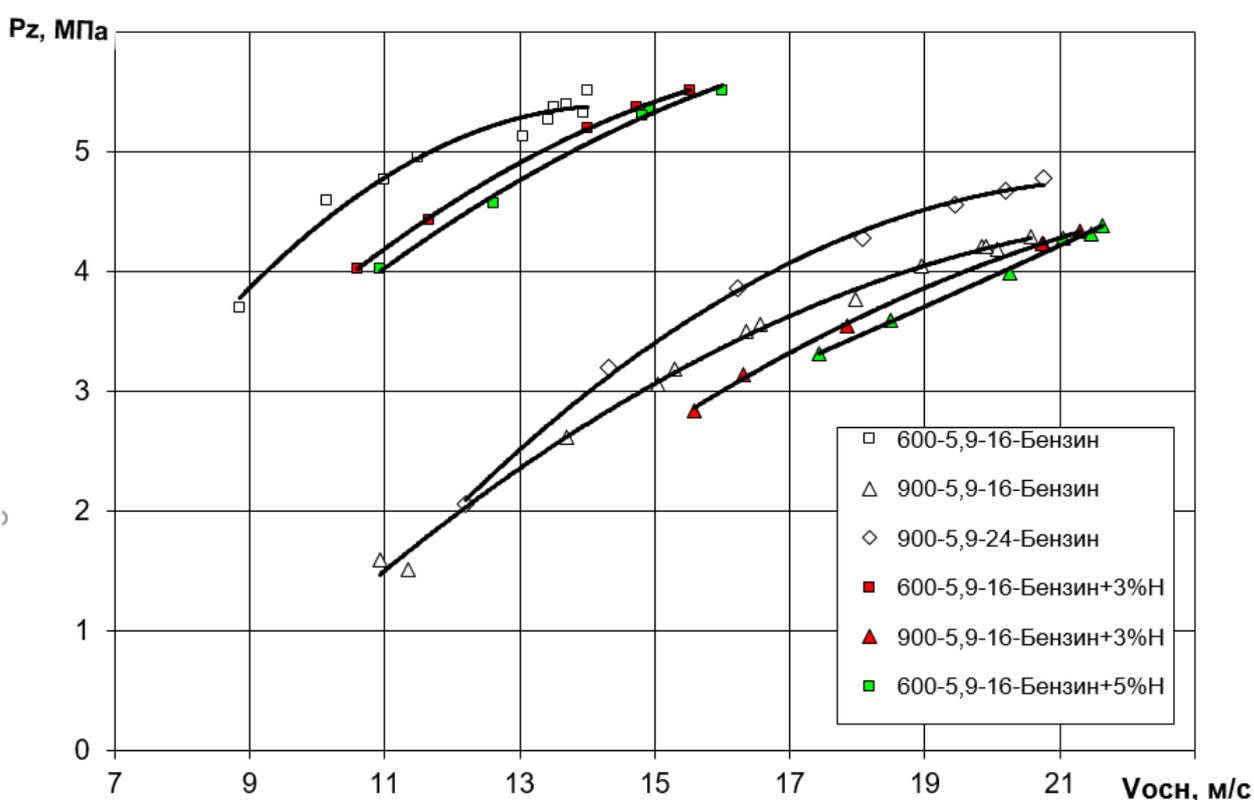


Рисунок 40 – Зависимости максимального давления от средней скорости распространения фронта пламени в основной фазе сгорания для степени сжатия 5,9

Видим что фактически зависимости максимального давления от средней скорости распространения фронта пламени в основной фазе сгорания представляет собой прямую линию, что очень удобно в плане контроля и регулирования процессом сгорания современными системами

управления, в том числе основанным на системах мониторинга ионных ТОКОВ.

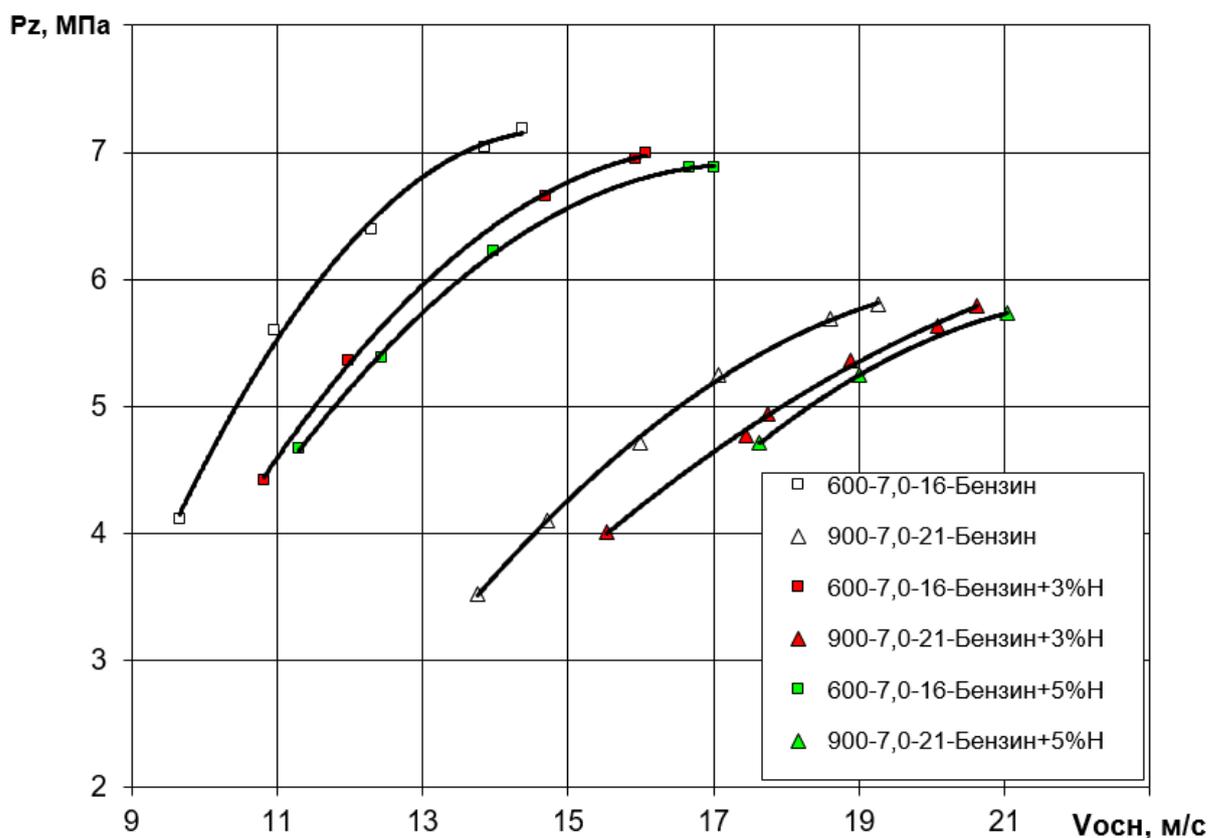


Рисунок 41 – Зависимости максимального давления от средней скорости распространения фронта пламени в основной фазе сгорания для степени сжатия 7

Проведен анализ термодинамических параметров рабочего процесса и влияние на них добавки водорода. На рисунках 42, 43 и 44 представлены зависимости работы на участке сжатия и расширения отнесенной к энергии введенной с топливом за цикл от времени сгорания 90, 10 и 50 % топливно-воздушной смеси. Так на рисунке 42 представлена зависимость работы на участке сжатия и расширения отнесенной к энергии введенной с топливом за цикл от времени сгорания 90% топливно-воздушной смеси. На рисунке 43 представлена зависимость работы на участке сжатия и расширения отнесенной к энергии введенной с топливом за цикл от времени сгорания 10% топливно-воздушной смеси.

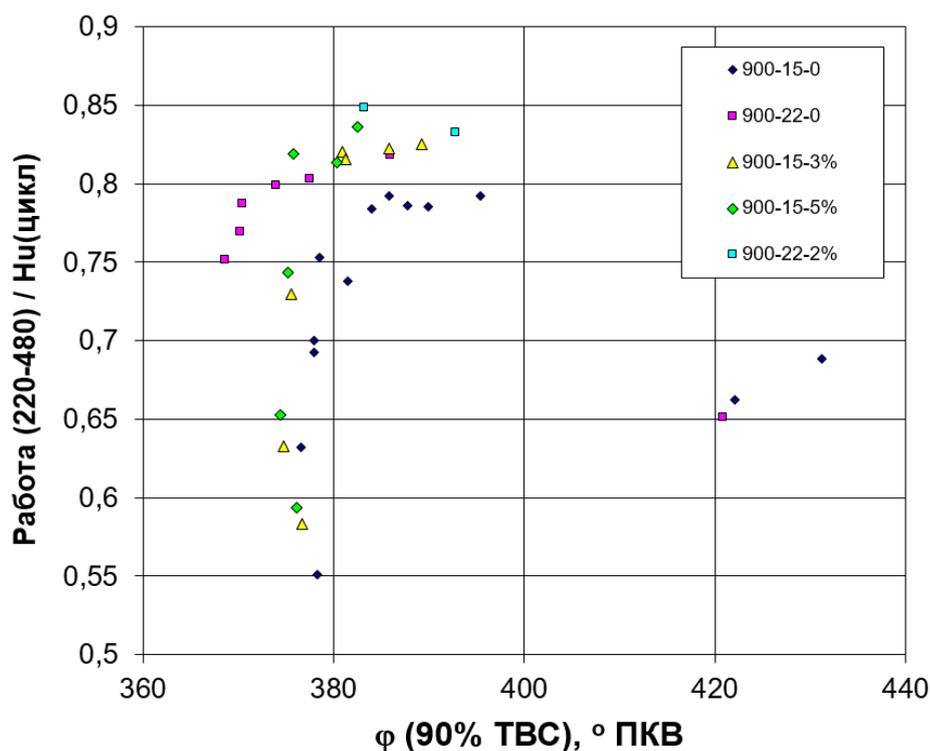


Рисунок 42 – Зависимость работы на участке сжатия и расширения отнесенной к энергии введенной с топливом за цикл от времени сгорания 90% топливно-воздушной смеси

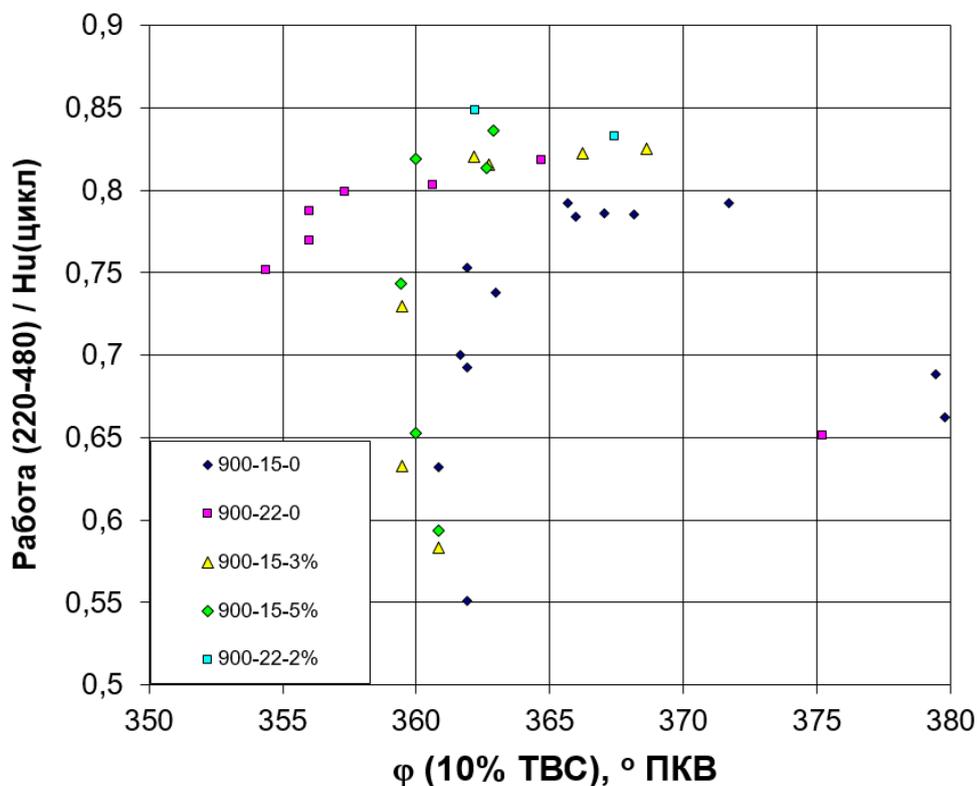


Рисунок 43 – Зависимость работы на участке сжатия и расширения отнесенной к энергии введенной с топливом за цикл от времени сгорания 10% топливно-воздушной смеси

На рисунке 44 представлена зависимость работы на участке сжатия и расширения отнесенной к энергии введенной с топливом за цикл от времени сгорания 50% топливно-воздушной смеси.

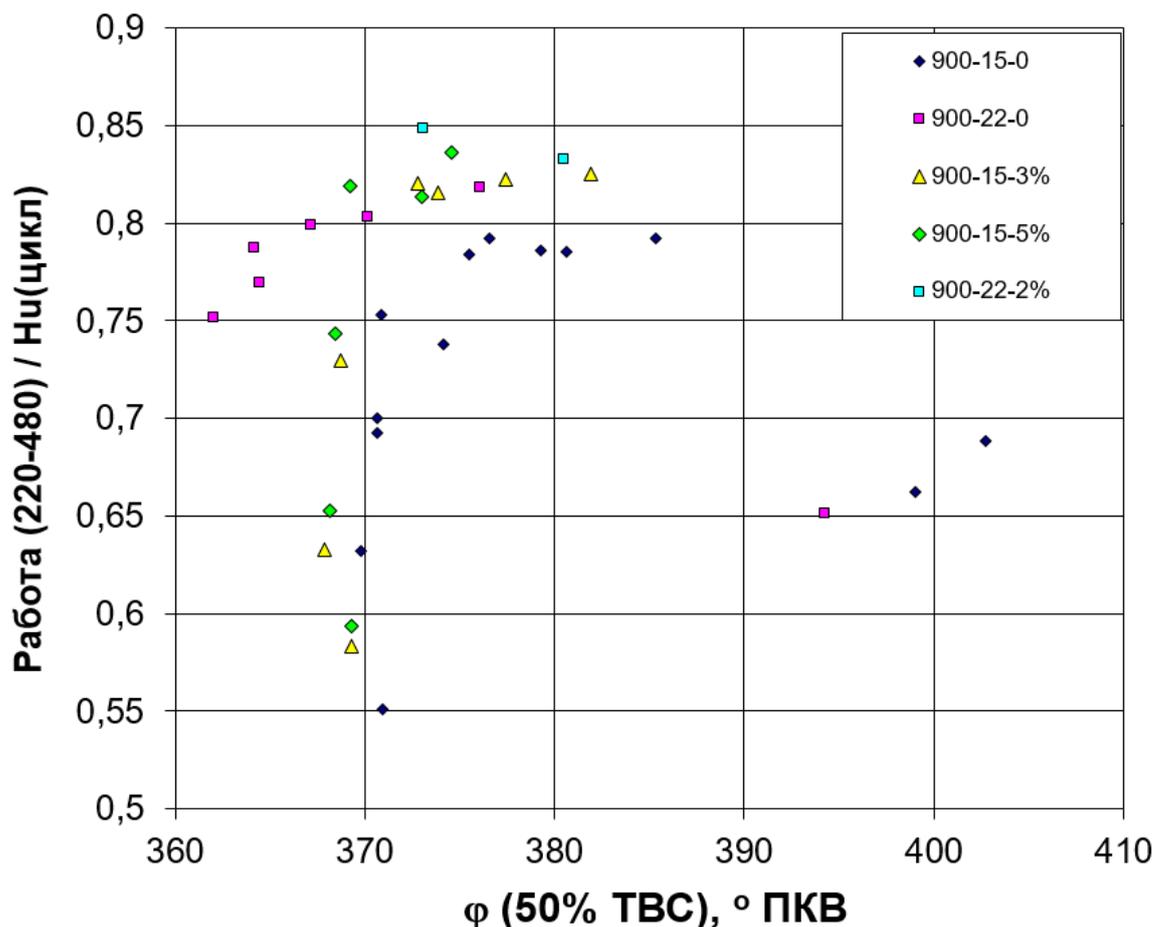


Рисунок 44 – Зависимость работы на участке сжатия и расширения отнесенной к энергии введенной с топливом за цикл от времени сгорания 50% топливно-воздушной смеси

Из рисунков 42 – 44 видно, что все термодинамические параметры процесса сгорания так или иначе связаны друг с другом. Также следует отметить значительное повышение эффективности процесса сгорания при добавке водорода.

Для сравнения на рисунке 45 проведен анализ влияния состава смеси на зависимость работы на участке сжатия и расширения отнесенной к энергии введенной с топливом за цикл. Из рисунка видно, что эффективность

процесса во многом определяется возможностью обеднения смеси и стабильностью процесса сгорания.

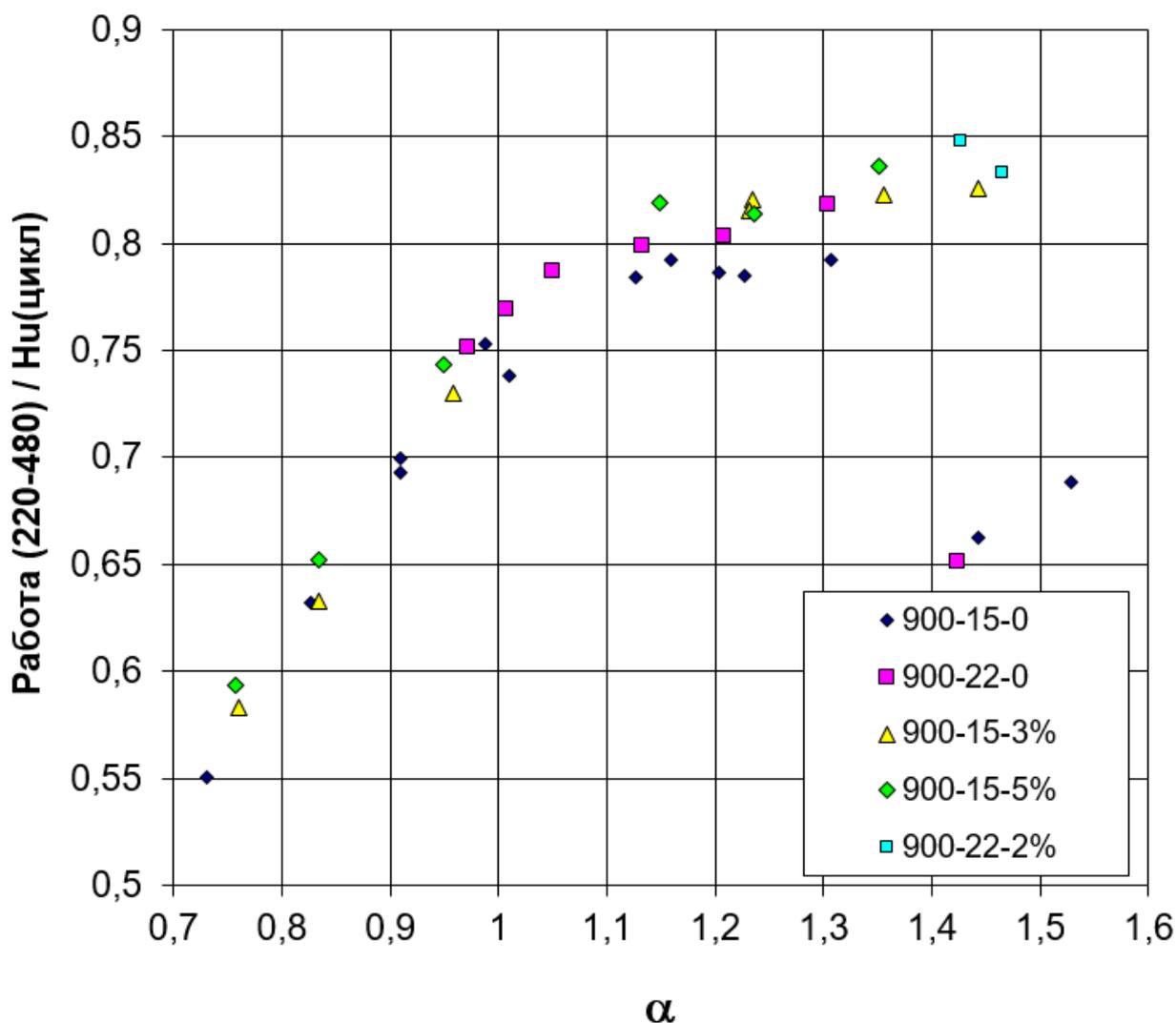


Рисунок 45 – Анализ влияния состава смеси на зависимость работы на участке сжатия и расширения отнесенной к энергии введенной с топливом за цикл

Продолжая анализировать влияние водорода на работу цикла, рассмотрим рисунки 46, 47 и 48, где представлены зависимости работы на участке сжатия и расширения от времени сгорания 90, 10 и 50% топливно-воздушной смеси соответственно. Так на рисунке 46 представлены зависимости работы на участке сжатия и расширения от времени сгорания 90% топливно-воздушной смеси. А на рисунке 47 от времени сгорания 10% топливно-воздушной смеси.

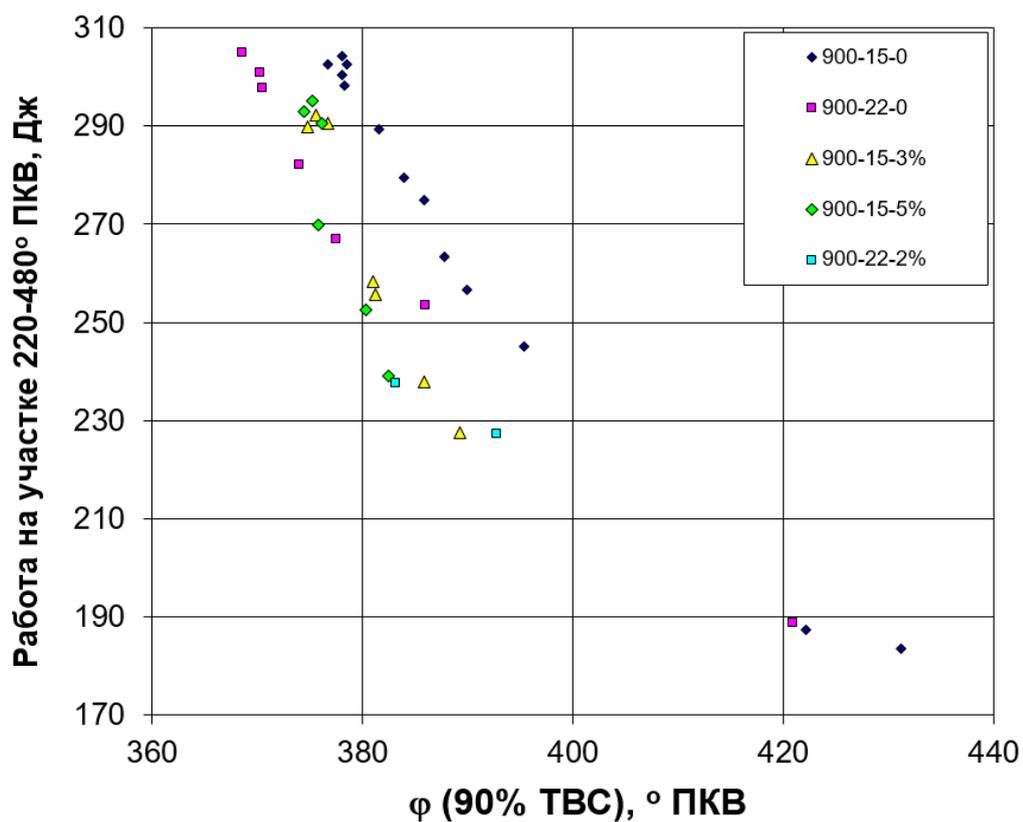


Рисунок 46 – Зависимости работы на участке сжатия и расширения от времени сгорания 90% топливно-воздушной смеси

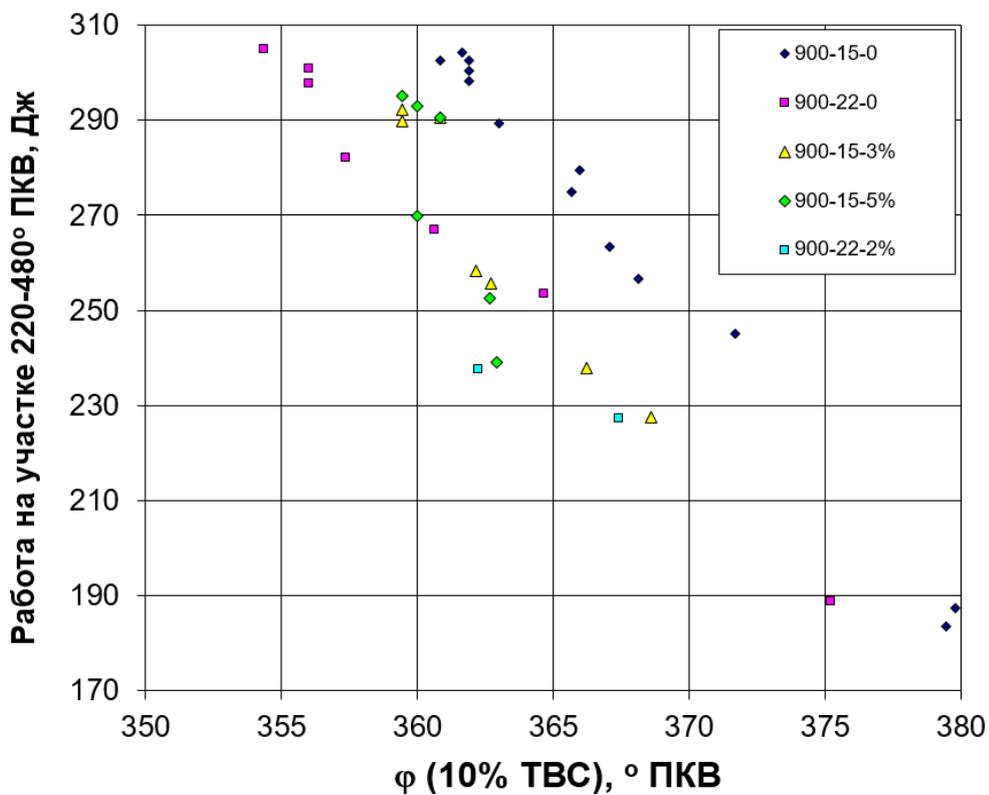


Рисунок 47 – Зависимости работы на участке сжатия и расширения от времени сгорания 10% топливно-воздушной смеси

На рисунке 48 представлены зависимости работы на участке сжатия и расширения от времени сгорания 50% топливно-воздушной смеси.

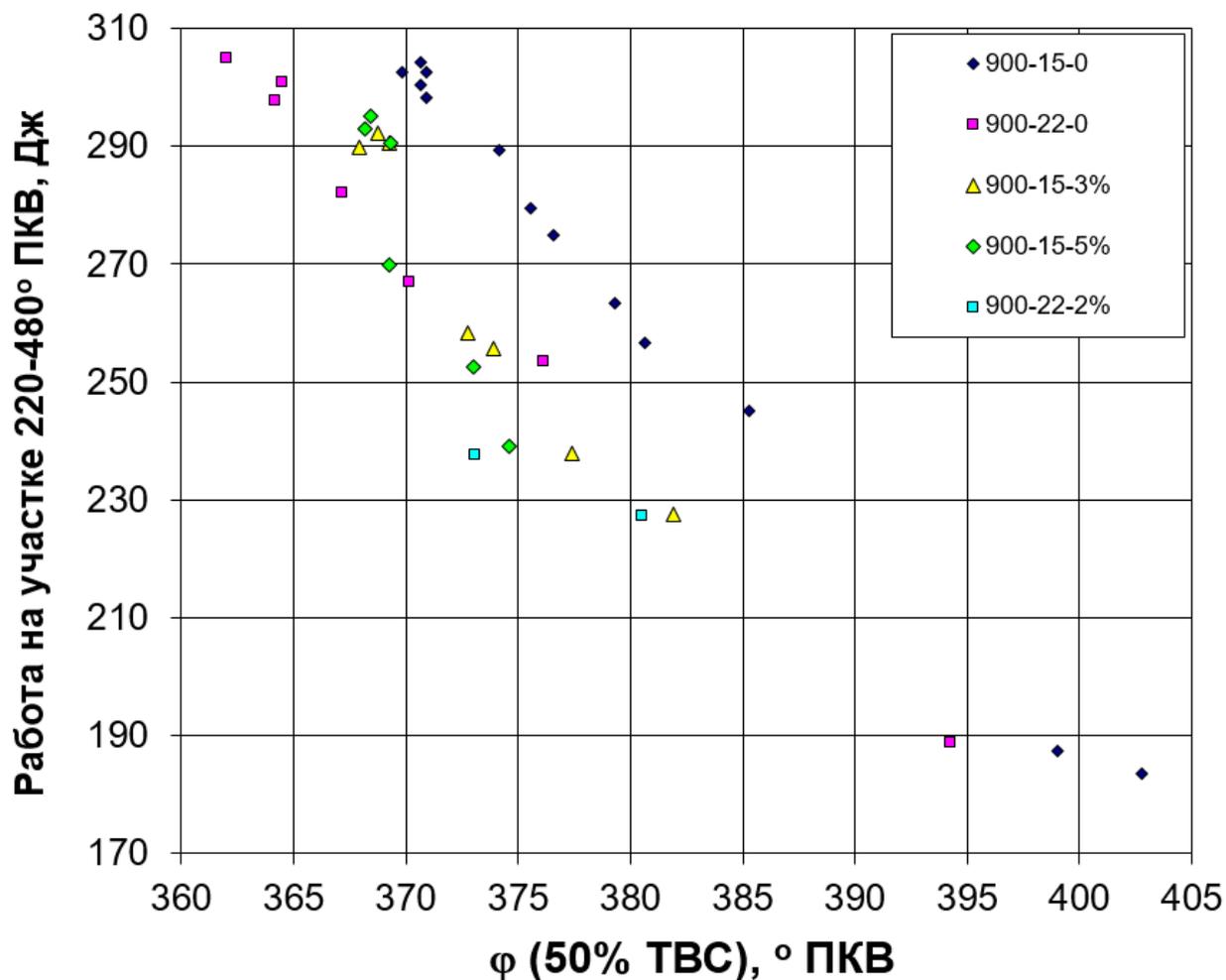


Рисунок 48 – Зависимости работы на участке сжатия и расширения от времени сгорания 50% топливно-воздушной смеси

Из рисунков 46 – 48 видно на сколько водород ускоряет процесс сгорания. Для наглядности на рисунке 49 проведена оценка влияния состава смеси на работу в цикле на участке сжатия и расширения, видно, что работа в цикле в первую очередь определяется коэффициентом избытка топлива.

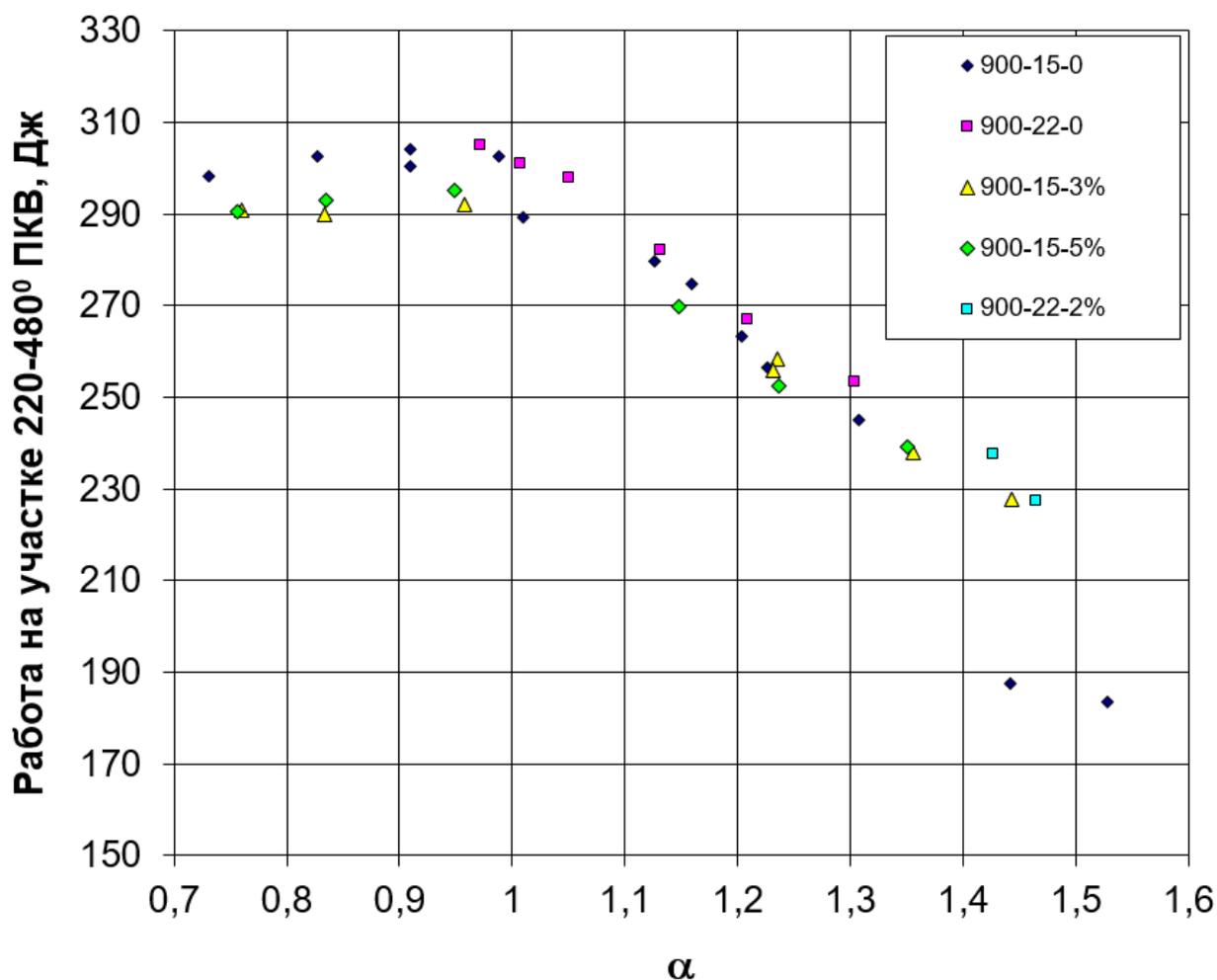


Рисунок 49 – Оценка влияния состава смеси на работу в цикле на участке сжатия и расширения

Так же в работе оценивалась влияние добавки водорода на быстроту протекания основных фаз сгорания. Так на рисунках 50, 51 и 52 представлены зависимости от состава смеси продолжительности сгорания 10, 50 и 90 % от массы топливно-воздушной смеси. На рисунке 50 представлены зависимости от состава смеси продолжительности сгорания 10% от массы топливно-воздушной смеси. На рисунке 51 представлены зависимости от состава смеси продолжительности сгорания 50% от массы топливно-воздушной смеси. На рисунке 52 представлены зависимости от состава смеси продолжительности сгорания 90% от массы топливно-воздушной смеси.

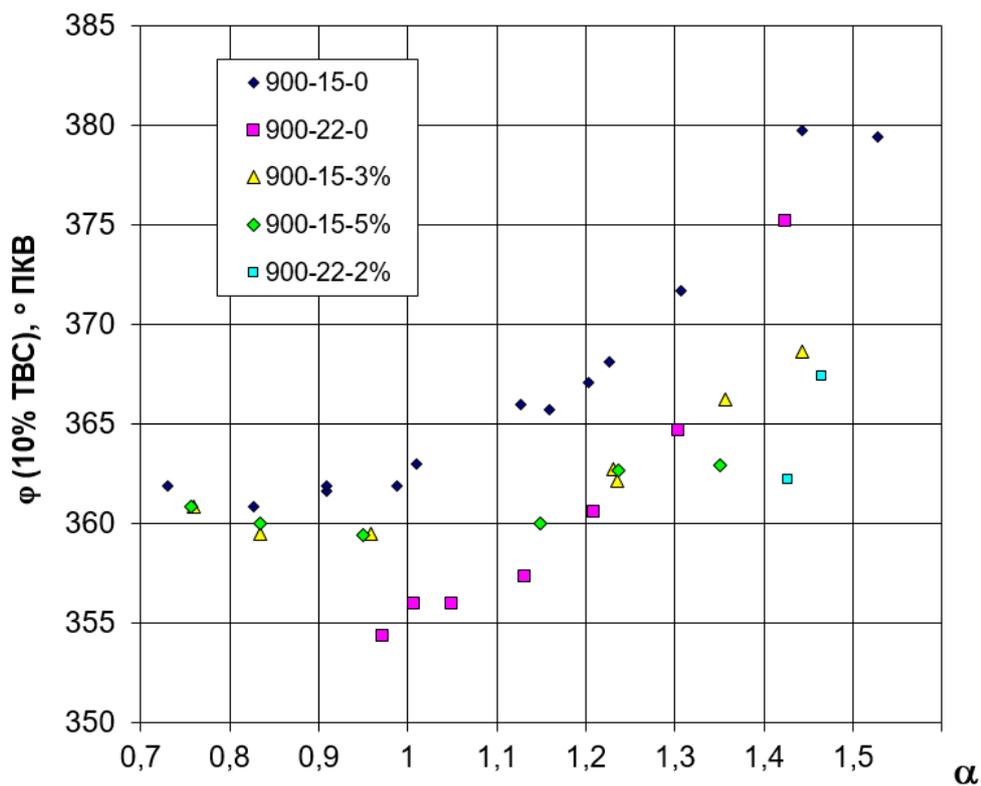


Рисунок 50 – Зависимости от состава смеси продолжительности сгорания 10% от массы топливно-воздушной смеси

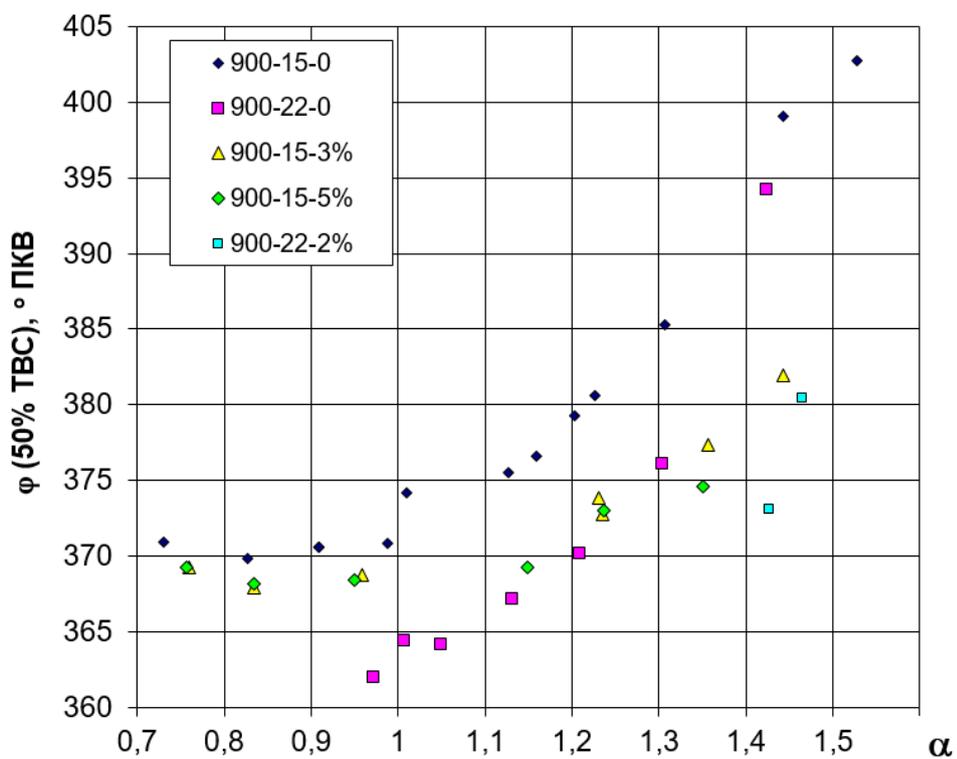


Рисунок 51 – Зависимости от состава смеси продолжительности сгорания 50% от массы топливно-воздушной смеси

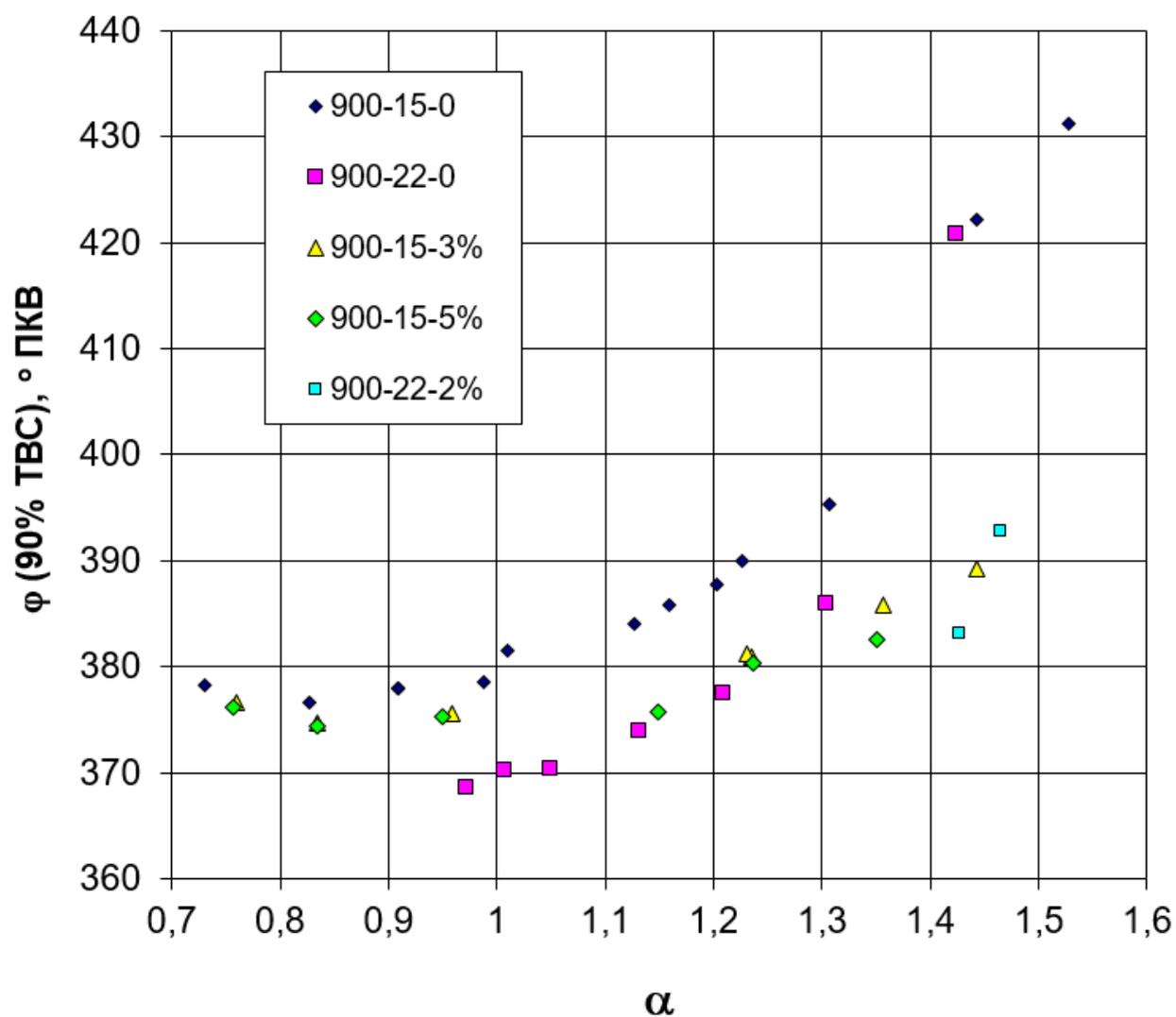


Рисунок 52 – Зависимости от состава смеси продолжительности сгорания 90% от массы топливно-воздушной смеси

Видим, что добавка водорода значительно улучшает процесс сгорания именно для бедных составов смеси.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполнен анализ перспектив применения водорода в автомобильных силовых установках. Получены следующие основные выводы, а именно:

1. Показана возможность добавления водорода для уменьшения циклических колебаний процесса горения.
2. Экспериментально получено, что добавка водорода в природный газ:
  - Увеличивает скорость тепловыделения.
  - Повышает равномерность рабочего процесса путем уменьшения межциклового не идентичности.
  - Снижает расход топлива причем, также снижается потребность в количестве подведенной энергии.
  - Выявлены корреляционные зависимости параметров сгораний с величиной ионного тока проводимости.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Pang et al., Review of engine cooling technologies for modern engines. Journal of automotive engineering, Vol 218, Part D (2004)
2. Wenzel, T., Singer, B.C. and Slott, R., 2000; Some issues in the statistical analysis of vehicle emissions. Journal of Transportation Statistics, September 2000. pp 1-14.
3. Baltusis, P. 2004; On-board vehicle diagnostics. Convergence Transportation Electronics Association, Paper 2004-21-0009
4. Fuller, G., 2006; London Air Quality 2004; London Air Quality Network Report 12; Environmental Research Group, London, UK.
5. Harrison, R.M., Tilling, R., Callen Romero, M.S., Harrad, S. and Jarvis, K. 2003; A study of trace metals and polycyclic aromatic hydrocarbons in the roadside environment. Atmospheric Environment 37 (17): pp 2391-2402.
6. Shi, J.P., Harrison, R.M., Evans, D.E., Alam, A., Barnes, C. and Carter, G. 2002; A method for measuring particle number emissions from vehicles driving on the road. Environmental Technology, Volume 23, Number 1: pp 1-14
7. Hausberger, S; Rodler, J; Sturm, P; and Rexeis, M. 2003. Emission factors for heavy duty vehicles and validation by tunnel measurements. Atmospheric Environment 37: pp5237-5245.
8. Bishop, G.A. and Stedman, D.H. 1996; Measuring the emissions of passing cars. Accounts of chemical research, Volume 29, Number 10: pp 489-495.
9. Jimenez, J.L., Koplrow, M.D., Nelson, D.D., Zahniser, M.S. and Schmidt, S.E. 1999; Characterisation of on-road vehicle NO emissions by a TILDAS sensor. Journal of the Air and Waste Management Association 49: pp463-470
10. Moosmuller, H., Mazzoleni, C., Barber, P.W., Kuhns, H.D., Keislar, R.E. and Watson, J.G. 2003; On-road measurement of automotive particulate emissions by ultraviolet lidar and transmissometer: Instrument. Environmental Science and Technology 37: pp4971-4978.

11. Bishop, G.A., Stedman, D.H., De La Garza Castro, J., and Davalos, F.J. 1997; On- road remote sensing of vehicle emissions in Mexico; *Environmental Science and Technology* 31: pp 3505–3510.
12. Bradley, K.S., Brooks, K.B., Hubbard, L.K., Popp, P.J. and Stedman, D.H. 2000; Motor-vehicle fleet emissions by OP-FTIR. *Environmental Science and Technology* 34: pp 897-899.
13. Stephens, R.D., Giles, M., McAlinden, K., Gorse, R.A., Hoffman, D. and James, R. 1997; An analysis of Michigan and California CO remote sensing measurements. *Journal of the Air and Waste Management Association* 47: pp 601-607.
14. Pokharel, S.S., Bishop, G.A. and Stedman, D.H. 2002; An on-road motor vehicle emissions inventory for Denver: An efficient alternative to modeling. *Atmospheric Environment* 36: pp5177–5184.
15. R.J. North “Assessment of real-world pollutant emissions from a light duty diesel vehicle”. PhD Thesis, University of London, 2006.
16. Younglove, T., Scora G. and Barth M. 2005; Designing on-road vehicle test programs for the development of effective vehicle emission models. *Transportation Research Record No. 1941*, Transportation Research Board of the National Academies, Washington, D.C., 2005, pp 51-59.
17. Arteconi, A., et al., (2010), "Life-cycle greenhouse gas analysis of LNG as a heavy vehicle fuel in Europe", *Appl.Energy*, Vol.87 (6), pp. 2005-2013.
18. Lindfeldt, E.G., et al., (2010), "Strategies for a road transport system based on renewable resources – The case of an import-independent Sweden in 2025", *Appl.Energy*, Vol.87 (6), pp. 1836-1845.
19. Y. Saboohi, H. Farzaneh, Model for developing an eco-driving strategy of a passenger vehicle based on the least fuel consumption, *Applied Energy*, Volume 86, Issue 10, October 2009, Pages 1925-1932, ISSN 0306-2619, DOI: 10.1016/j.apenergy.2008.12.017.)
20. Brian Vad Mathiesen, Henrik Lund, Kenneth Karlsson, 100% Renewable energy systems, climate mitigation and economic growth, *Applied Energy*, In

Press, Corrected Proof, Available online 31 March 2010, ISSN 0306-2619, DOI: 10.1016/j.apenergy.2010.03.001.

21. Smit, R., et al., (2010), "Validation of road vehicle and traffic emission models - A review and meta-analysis", *Atmos. Environ.*, Vol.44 (25), pp. 2943-2953.
22. Sharad, G. (2012), "Impacts of traffic-flows on vehicular-exhaust emissions at traffic junctions", *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, Vol.17 (1), pp. 21-27.
23. Rabl, A. and de Nazelle, A., (2012), "Benefits of shift from car to active transport", *Transp. Policy*, Vol.19 (1), pp. 121-131.
24. Su, J., et al., (2011), "Non-methane volatile organic compound emission inventories in Beijing during Olympic Games 2008", *Atmos. Environ.*, Vol.45 (39), pp. 7046-7052.
25. Wang, H., et al., (2010), "Trends in vehicular emissions in China's mega cities from 1995 to 2005", *Environmental Pollution*, Vol.158 (2), pp. 394-400.
26. Haydar, F. and Padiaditi, K. 2010. Evaluation of the environmental impact assessment system in Syria. *Environmental Impact Assessment Review*, 30(6), pp.363-370.
27. Ou, X., Yan, X., Zhang, X. and Liu, Z. 2012. Life-cycle analysis on energy consumption and GHG emission intensities of alternative vehicle fuels in China. *Applied Energy*, 90(1), pp.218-224.
28. Heywood, John B., *Internal combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill International Editions -1988
29. McGahan, Paul., PM, *Estimation of On-Road Vehicle Fuel Consumption and Emissions using Analysis of OBD Signals*, 4th Year Mechanical Engineering Project, BEng, 07/04/2006.
30. Directive 98/69/EC of The European Parliament and of the council of 13 October 1998, Relating to measures to be taken against pollution by emission from motor vehicles and amending Council Directive 70/220/EEC

31. Barone, Stefano. Statistics-Driven Development of OBD Systems; An Overview, Quality and Reliability Engineering International, 2006, vol 22, 615-628
32. Sturm et al. Determination of Traffic emissions – intercomparison of different calculation methods, the science of the total environment, 189/190 (1996) 187-196
33. Council directive of 20 March 1970 on the approximation of the laws of the Member States on measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles (2004), European Union.
34. Ludykar et al., Cold start emissions at + 22, -7 and -20 C ambient temperatures from a three-way catalyst (TWC) car: regulated and unregulated exhaust components, the Science of the Total Environment 235 (1999) 65-69
35. Abdel- Rahman, A.A., On the emissions from internal combustion engines: A review. International Journal of Energy Research volume 22 (1998), 483-513
36. Pierson et al. C, Comparison of the SCAQS tunnel study with other on-road emissions data. Journal of Air Waste Management Association 40, 1495-1504
37. Wang, Q., H. Huo, K. He, Z. Yao and Q. Zhang, “Characterization of vehicle driving patterns and development of driving cycles in Chinese cities”, Transportation Research Part D: Transport and Environment, 13, 289-297, 2008.
38. Hao Cai, Shaodong Xie, “Estimation of vehicular emission inventories in China from 1980 to 2005”, Atmospheric Environment, Volume 41, Issue 39, December 2007, Pages 8963-8979
39. Ludykar et al., Cold start emissions at + 22, -7 and -20 C ambient temperatures from a three-way catalyst (TWC) car: regulated and unregulated exhaust components, the Science of the Total Environment 235 (1999) 65-69

- 40.. Saerens, J. Vandersteen, T. Persoons, J. Swevers, M. Diehl, E. Van den Bulck, Minimization of the fuel consumption of a gasoline engine using dynamic optimization, *Applied Energy*, Volume 86, Issue 9, September 2009, Pages 1582- 1588, ISSN 0306-2619, DOI: 10.1016/j.apenergy.2008.12.022.
- 41.Wenzel, T. 2003; Use of Remote Sensing measurements to evaluate vehicle emission monitoring programs: results from Phoenix, Arizona. *Environmental Science and Policy* Volume 6, Issue 2: pp 153-166.
- 42.Wielenmann et al., Regulated and unregulated diesel and cold start emissions at different temperatures, *Atmospheric Environment*, vol 39 (2005), 2433-2441)
- 43.Myung et al. Experimental investigation of the effect of thin- wall substrates and spark timing on total hydrocarbon emissions during cold-start for super-ultra low-emission application, *Journal of Automobile Engineering*, Vol 218, Part D (2004)
- 44.P. G. Aleiferis and M. F. Rosati, “Controlled autoignition of hydrogen in a direct-injection optical engine,” *Combustion and Flame*, vol. 159, no. 7, pp. 2500–2515, 2012.
- 45.Z. Huang, J. Wang, B. Liu, K. Zeng, J. Yu, and D. Jiang, “Combustion characteristics of a direct-injection engine fueled with natural gas–hydrogen blends under different ignition timings,” *Fuel*, vol. 86, no. 3, pp. 381–387, 2007.
- 46.J. Wang, Z. Huang, Y. Fang, B. Liu, K. Zeng, H. Miao, and D. Jiang, “Combustion behaviors of a direct-injection engine operating on various fractions of natural gas–hydrogen blends,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 32, no. 15, pp. 3555–3564, 2007.
- 47.D. Kabat and J. Heffel, “Durability implications of neat hydrogen under sonic flow conditions on pulse-width modulated injectors,” *International Journal of Hydrogen Energy - INT J HYDROGEN ENERG*, vol. 27, pp. 1093– 1102, 2002.

- 48.K. Yamane, M. Nogami, Y. Umemura, M. Oikawa, Y. Sato, and Y. Goto, “Development of high pressure h<sub>2</sub> gas injectors, capable of injection at large injection rate and high response using a common-rail type actuating system for a 4-cylinder, 4.7-liter total displacement, spark ignition hydrogen engine,” SAE Technical Papers, 2011.
- 49.D. R. Pearl, “O-ring seals in the design of hydraulic mechanisms,” SAE Technical Paper, vol. 470247, p. 10, 1947.
- 50.K. Alvine, V. Shutthanandan, W. Bennett, C. Bonham, D. Skorski, S. Pitman, M. Dahl, and C. Henager, “High-pressure hydrogen materials compatibility of piezoelectric films,” Applied Physics Letters, vol. 97, pp. 221911–221911, 2010.
- 51.J. Topinka, M. D. Gerty, J. Heywood, and J. Keck, “Knock behavior of a lean-burn, h<sub>2</sub> and co enhanced, si gasoline engine concept,” SAE Technical Papers, 2004.
- 52.S. Verhelst, Sierens, and S. Verstraeten, “A critical review of experimental research on hydrogen fueled si engines,” SAE Technical Papers, 2006.
- 53.R. J. Natkin, A. R. Denlinger, M. Younkins, A. Z. Weimer, S. Hashemi, and A. T. Vaught, “Ford 6.8l hydrogen ic engine for the e-450 shuttle van,” SAE Technical Papers, 2007.
- 54.P. Huyskens, S. Oost, P. J. Goemaere, K. Bertels, and M. Pecqueur, “The technical implementation of a retrofit hydrogen pfi system on a passenger car,” SAE Technical Papers, 2011.
- 55.H. Osamura and N. Abe, Development of New Iridium Alloy for Spark Plug Electrodes, vol. 108. 1999.
- 56.L. M. Das, “Near-term introduction of hydrogen engines for automotive and agricultural application,” International Journal of Hydrogen Energy, vol. 27, no. 5, pp. 479–487, 2002.
- 57.B. L. Salvi and K. A. Subramanian, “Experimental investigation on effects of compression ratio and exhaust gas recirculation on backfire, performance and emission characteristics in a hydrogen fuelled spark ignition engine,”

- International Journal of Hydrogen Energy, vol. 41, no. 13, pp. 5842–5855, 2016.
- 58.J. W. Heffel, “Nox emission reduction in a hydrogen fueled internal combustion engine at 3000 rpm using exhaust gas recirculation,” International Journal of Hydrogen Energy, vol. 28, no. 11, pp. 1285–1292, 2003.
- 59.J. W. Heffel, “Nox emission and performance data for a hydrogen fueled internal combustion engine at 1500rpm using exhaust gas recirculation,” International Journal of Hydrogen Energy, vol. 28, no. 8, pp. 901–908, 2003.
- 60.M. Berckmuller and H. Rottengruber, “Potentials of a charged si-hydrogen engine,” Proceedings of the International Hydrogen Energy Forum; 2004 May 25-28; Beijing, China, pp. 59–67, 2004.
- 61.B. Khandelwal, A. Karakurt, P. R. Sekaran, V. Sethi, and R. Singh, “Hydrogen powered aircraft : The future of air transport,” Progress in Aerospace Sciences, vol. 60, pp. 45–59, 2013.
- 62.S. Verhelst and T. Wallner, “Hydrogen-fueled internal combustion engines,” Progress in Energy and Combustion Science, vol. 35, no. 6, pp. 490–527, 2009.
- 63.A. Delorme, A. Rousseau, P. Sharer, S. Pagerit, and T. Wallner, “Evolution of hydrogen fueled vehicles compared to conventional vehicles from 2010 to 2045,” 2009.
- 64.E. Peeters, “Literature Study: The Challenges of a Hydrogen Internal Combustion Engine ,” Master’s thesis, Delft University of Technology, 2021.
- 65.W. Pulkrabek, Engineering fundamentals of the internal combustion engine. New Jersey: Prentice Hall, 1997.
- 66.L. Das, “Fuel induction techniques for a hydrogen operated engine,” International Journal of Hydrogen Energy, vol. 15, pp. 833–842, 1990.

- 67.A. Welch, D. Mumford, S. Munshi, J. Holbery, B. Boyer, M. Younkins, and H. Jung, Challenges in Developing Hydrogen Direct Injection Technology for Internal Combustion Engines. 2008.
- 68.R. H. Stanglmaier and C. E. Roberts, “Homogeneous charge compression ignition (hcci): Benefits, compromises, and future engine applications,” SAE Transactions, vol. 108, pp. 2138–2145, 1999.
- 69.F. Zhao, T. N. Asmus, D. N. Assanis, J. E. Dec, J. A. Eng, and P. M. Najt, “Homogeneous charge compression ignition (hcci) engines,” 2003.
- 70.D. K. Srivastava, A. K. Agarwal, A. Datta, and R. K. Maurya, Advances in internal combustion engine research. Singapore: Springer, 2017.
- 71.M. Christensen and B. Johansson, “Influence of mixture quality on homogeneous charge compression ignition,” SAE transactions, pp. 951–963, 1998.
- 72.P. M. Najt and D. E. Foster, “Compression-ignited homogeneous charge combustion,” SAE Transactions, pp. 964–979, 1983.
- 73.M. Christensen, B. Johansson, and P. Einewall, “Homogeneous charge compression ignition (hcci) using isooctane, ethanol and natural gas—a comparison with spark ignition operation,” SAE transactions, pp. 1104–1114, 1997.
- 74.T. Ullman, “Investigation of the effects of fuel composition on heavy-duty diesel engine emissions,” SAE International, 1989.
- 75.P. Talebizadeh Sardari, M. Babaie, R. Brown, H. Rahimzadeh, Z. Ristovski, and M. Arai, “The role of non-thermal plasma technique in NOx treatment: A review,” Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 40, pp. 886–901, 2014.
- 76.L. Hosking, “Literature Study: A Flying Test Bed for Sustainable Aviation: Alternative Fuel-powered Aircraft,” Master’s thesis, Delft University of Technology, 2020.
- 77.W. Frijters, “A Flying Test Bed for Sustainable Aviation - Hydrogen Propulsion,” Master’s thesis, Delft University of Technology, 2020.

- 78.M. A. R. Sadiq Al-Baghdadi, “Effect of compression ratio, equivalence ratio and engine speed on the performance and emission characteristics of a spark ignition engine using hydrogen as a fuel,” *Renewable Energy*, vol. 29, no. 15, pp. 2245–2260, 2004.
- 79.X. Tang, D. M. Kabat, R. J. Natkin, W. F. Stockhausen, and J. Heffel, “Ford p2000 hydrogen engine dynamometer development,” *SAE Technical Papers*, 2002.
- 80.H. L. Yip, A. Srna, A. C. Y. Yuen, S. Kook, R. A. Taylor, G. H. Yeoh, P. R. Medwell, and Q. N. Chan, “A review of hydrogen direct injection for internal combustion engines: Towards carbon-free combustion,” *Applied Sciences*, vol. 9, no. 22, p. 4842, 2019.
- 81.H. Li and G. A. Karim, “Knock in spark ignition hydrogen engines,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 29, no. 8, pp. 859–865, 2004.
- 82.C. M. White, R. R. Steeper, and A. E. Lutz, “The hydrogen-fueled internal combustion engine: a technical review,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 31, no. 10, pp. 1292–1305, 2006. [23] B. Lewis and G. Von Elbe, *Combustion, flames, and explosions of gases*. New York: Academic Press, 2d ed. ed., 1961.
- 83.W. Stockhausen, R. Natkin, D. Kabat, L. Reams, X. Tang, S. Hashemi, S. Szwabowski, and V. Zanardelli, “Ford p2000 hydrogen engine design and vehicle development program,” *SAE Technical Papers*, 2002.
- 84.V. Dhyani and K. A. Subramanian, “Fundamental characterization of backfire in a hydrogen fuelled spark ignition engine using cfd and experiments,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 60, pp. 32254–32270, 2019.
- 85.R. Hari Ganesh, V. Subramanian, V. Balasubramanian, J. M. Mallikarjuna, A. Ramesh, and R. P. Sharma, “Hydrogen fueled spark ignition engine with electronically controlled manifold injection: An experimental study,” *Renewable Energy*, vol. 33, no. 6, pp. 1324–1333, 2008.