

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

## МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему Оценка влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания  
бензинового ДВС на режиме холостого хода

Студент(ка)

А.В. Покшиванов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный руководитель

В.В. Смоленский

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель магистерской  
программы

д.т.н., профессор А.П. Шайкин

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

(личная подпись)

« \_\_\_\_\_ » июня 2019 г.

Допустить к защите

Зав. кафедрой «ЭМСУ»

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

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

(личная подпись)

« \_\_\_\_\_ » июня 2019 г.

Тольятти 2019

# СОДЕРЖАНИЕ

|   |    |
|---|----|
| ВВЕДЕНИЕ.....   | 4  |
| ГЛАВА 1 Изучение литературы для выявления и оценка влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания бензинового ДВС .....   | 6  |
| 1.1 Обзор литературы по экспериментальным исследования процесса сгорания в поршневых ДВС с добавкой водорода .....  | 8  |
| 1.1.1 Аномальное сгорание водорода в ДВС .....  | 8  |
| 1.1.2 Образование смеси.....  | 13 |
| 1.2 Способы управления нагрузкой при работе на водородном топливе.....  | 15 |
| 1.3 Водородные двигатели с искровым зажиганием .....  | 17 |
| 1.4 Высокотемпературное окисление углеводородов.....  | 21 |
| 1.5 Механизмы влияния химически активных добавок на пламя.....  | 23 |
| ГЛАВА 2 Описание экспериментальной части диссертационного исследования .....  | 27 |
| 2.1 Экспериментальная установка .....   | 27 |
| 2.2 Построение модели для моделирования влияния топлива на скорость сгорания в бензиновом ДВС с промотирующими добавками водорода .....                               | 32 |
| 2.2.1 Временные графики .....   | 33 |
| 2.2.2 Запрос наборов данных после обработки.....  | 35 |
| 2.2.2.1 Основные наборы данных.....   | 35 |
| 2.2.3 Создание разверток в WavePost.....  | 37 |
| 2.2.4 Графики и таблицы с результатами.....   | 38 |
| ГЛАВА 3 Обзор проведенных экспериментальных исследований влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания бензинового ДВС с промотирующими добавками водорода ..... | 42 |
| 3.1 Результаты экспериментальных исследований .....   | 42 |
| ГЛАВА 4 Оценка влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания   |    |

|  |    |
|--|----|
| бензинового ДВС .....  | 48 |
| 4.1 Оценка влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания бензинового ДВС .....  | 48 |
| 4.2 Оценка влияния добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени в условиях забалластированной остаточными газами ..... | 56 |
| 4.3 Оценка скорости сгорания в условиях ДВС забалластированной остаточными газами .....  | 58 |
| ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....   | 63 |
| СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....  | 64 |

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность работы.** Использование альтернативных видов топлива позволяет снизить токсичность без значительных изменений конструкции ДВС. Характеристики горения водорода обеспечивают высокую скорость сгорания и минимальную энергию зажигания, что позволяет расширить пределы эффективного обеднения смеси. Также, интерес к водороду связан с тем, что водород может быть получен при электролизе воды. [1,2]

Наиболее часто приводится в исследованиях поверхностный механизм распространения фронта пламени, описанный в трудах [5, 6, 7]. При горении равномерно перемешанной смеси в турбулентном потоке, свежая смесь отделена от продуктов сгорания тонким искривленным фронтом пламени. В камере сгорания поршневого двигателя с внешним смесеобразованием имеет место тот же механизм.

Поэтому, целью работы является экспериментальное исследование влияния состава смеси, степени сжатия, угла опережения зажигания и частоты вращения на средние скорости распространения фронта пламени в различных фазах сгорания.

**Целью работы** является выявление оценка влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания бензинового ДВС на режиме холостого хода.

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

1. провести оценка влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания бензинового ДВС на режиме холостого хода.
2. выявить возможности определения влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания бензинового ДВС на этапе проектирования.

**Объект исследования:** бензиновый ДВС с искровым зажиганием.

**Предмет исследования:** скорость сгорания бензинового ДВС с искровым зажиганием.

**Методы исследования.** Метод экспериментального исследования на одноцилиндровой установке и двигателе ВАЗ, и метод статистической обработки результатов эксперимента и моделирования рабочего процесса

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

#### **Научная новизна исследования**

Выявлены возможности определения влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания бензинового ДВС на этапе проектирования.

#### **Практическая значимость работы:**

Обобщены результаты экспериментальных исследований и сопоставлены с возможностью определения влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания бензинового ДВС на этапе проектирования.

#### **На защиту выносятся:**

Результаты входящие в задачи работы, а также входящие в практическую и теоретическую значимость работы.

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

**Публикации.** По теме диссертации опубликована 1 печатная работа.

#### **Структура и объем диссертации.**

Диссертации состоит из введения, четырех глав, основных результатов и выводов, списка использованных источников из 64 наименования. Работа изложена на 70 страницах машинописного текста, иллюстрированного 3 таблицей и 26 рисунками.

## ГЛАВА 1 Изучение литературы для выявления и оценка влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания бензинового ДВС

В настоящее время, существует ряд технологий использования водорода. Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) с водородным топливом и топливные элементы (ТЭ) с водородным топливом - это два, которые подходят для транспортировки. В настоящей работе основное внимание уделяется водородным топливным ДВС по следующим причинам. Двигатель внутреннего сгорания выиграл от непрерывного развития в течение более чем столетия и по-прежнему демонстрирует потенциал для дальнейшей оптимизации. Технология топливных элементов, с другой стороны, все еще находится в зачаточном состоянии. Это также отражается в цене с непомерно высокой стоимостью для топливных элементов. Защитники топливного элемента заявляют, что цена снизится на несколько порядков (текущая разница в шкале цен между ТЭ и ДВС) за счет дальнейшего развития и экономики масштаба, но нужно иметь в виду аналогичные претензии к ценам на электромобиль, которые не удалось сбывать. Естественно, конверсия ДВС в водород увеличивает его стоимость, но эта стоимость очень ограничена. Использование ДВС позволяет осуществлять биотопливо (например, двигатель может работать как на бензине, так и на водороде), уменьшая плотность топливной станции и требования к автономии. Это могло бы облегчить запуск водородной экономики, где опыт, полученный при транспортировке, заправке и хранении, напрямую переводится на транспортные средства на топливных элементах. Топливные элементы в настоящее время по-прежнему испытывают проблемы с холодным пуском (замораживание стопки топливных элементов) и необходимость очень чистого водорода, чтобы избежать отравления ТЭ [1, 2]. Эти проблемы связаны с водородным топливом ДВС. Наиболее частым преимуществом топливных элементов является его высокая теоретическая эффективность.

Как бы то ни было, практические топливные элементы не только не достигают этой высокой эффективности, так как стек топливных элементов (из которых в основном цитируется эффективность) также является частью системы топливных элементов, и поэтому общая эффективность ниже. Кроме того, эффективность уменьшается по мере увеличения нагрузки (омические потери ячейки увеличиваются с квадратом тока ячейки). Это не является важным недостатком для легких применений, поскольку они в большинстве случаев являются частью нагрузки, но могут стать важными для тяжелых условий эксплуатации. Большая разница между теоретической эффективностью батареи топливных элементов и эффективной эффективностью ДВС, таким образом, в основном существует на бумаге и на практике намного меньше. Кроме того, ДВС с водородным топливом также имеют потенциал для повышения эффективности работы двигателя (см. Ниже) с показанной эффективностью 52% для двигателя с искровым зажиганием с водородным топливом [3] и эффективности выработки электроэнергии 49% для водородного топлива двигатель с воспламенением от сжатия [4]. Частая претензия на топливные элементы, не ограничиваясь эффективностью Карно теплового двигателя, заслуживает внимания, что верно, но заставляет некоторых людей забыть, что эффективность Карно является выражением второго закона термодинамики, который в равной степени применим для топлива клеток и, следовательно, также приводит к максимальной теоретической эффективности [5]. В заключение: водородный топливный ДВС и ТЭ оба имеют свои преимущества и оба заслуживают исследования, чтобы показать свой полный потенциал. Водородный топливный ДВС может функционировать как переходная технология для топливных элементов или может занять свою долю рынка рядом с топливными элементами (и другими технологиями). В оставшейся части этого раздела перечислены свойства водорода, относящиеся к ДВС, как водород сравнивается с обычными видами топлива,

какие прошлые исследования были достигнуты и обсуждается текущее состояние исследований ДВС в водороде.

## 1.1 Обзор литературы по экспериментальным исследованиям процесса сгорания в поршневых ДВС с добавкой водорода

Литература по двигателям внутреннего сгорания с водородным топливом удивительно обширна, и статьи были опубликованы непрерывно с 1930-х годов по сегодняшний день, хотя большинство из них сосредоточено примерно в несколько моментов времени (например, во время и в последующие годы после нефтяных кризисов). Краткое изложение наиболее важных результатов этих работ приведено в следующих разделах, чтобы прояснить некоторые противоречивые утверждения и в конечном итоге предоставить всесторонний обзор конструктивных особенностей, в которых выделенный водородный двигатель отличается от традиционно подпитываемых двигателей.

### 1.1.1 Аномальное сгорание водорода в ДВС

Подавление аномального сгорания в водородных двигателях оказалось довольно сложной задачей, и меры, принимаемые во избежание аномального сжигания, имеют важные последствия для конструкции двигателя, образования смеси и контроля нагрузки. Для двигателей с искровым зажиганием существуют три режима аномального сгорания: стук (автовоспламенение зоны конечного газа), предварительное зажигание (неконтролируемое зажигание, вызванное горячей точкой, преждевременное зажигание искры) и обратный огонь (преждевременное зажигание во время который может рассматриваться как ранняя форма предварительного зажигания). Эффект, который может вызвать детонация и предвоспламенение, хорошо известен: в лучшем случае увеличился шум и



вибрация, в худшем случае - большой урон двигателя. Эффект обратного огня - это громкий «удар» в лучшем случае, остановка двигателя по мере того, как топливо потребляется до того, как он сможет войти в цилиндры и доставить работу, или разрушение впускного коллектора в худшем случае. Обратные вспышки был особенно стойким препятствием для разработки водородных двигателей. Большинство, если не все, ранней литературы упоминают причины обратных огней и контрмеры, поскольку это так часто встречается в водородных двигателях с формированием внешней смеси (обратный огонь может возникать только при наличии горючего заряда во впускном отверстии). Причины, на которые ссылаются обратные вспышки:

- Горячие точки в камере сгорания: отложения и частицы [6, 7], свеча зажигания [8, 9], остаточный газ [7, 9, 10], выпускные клапаны [10, 11, 12, 13] и т. Д. Эти горячие точки приводятся для того, чтобы легко вызвать обратный огонь «из-за низкой энергии воспламенения водорода», который на порядок меньше, чем для типичных углеводородов, и широкие пределы воспламеняемости (см. Таблицу 1.1). Отложения (нагар) и макрочастицы происходят из (частичного) сжигания смазочного масла и / или образования ржавчины в течение длительного времени (более старые двигатели).

- Остаточная энергия в цепи зажигания: из-за более низкой концентрации ионов пламени водорода / воздуха по сравнению с пламенем углеводорода / воздуха возможно, что энергия зажигания не полностью осаждается в пламени и остается в цепи зажигания пока условия цилиндра не будут такими, что может произойти второе нежелательное воспламенение, а именно во время расширения или такта впуска, когда давление низкое [12, 14].

- Индукция в кабель зажигания: с многоцилиндровыми двигателями (контролируемое) зажигание в одном цилиндре может вызвать индуцированное зажигание в другом цилиндре, когда отдельные кабели зажигания расположены близко друг к другу [15].

- Сгорание в верхней части поршня, продолжающееся до времени открытия впускного клапана, и воспламенение свежего заряда [16, 17, 18, 19]. Это обусловлено меньшим гасящим зазором смесей водорода по сравнению с типичными углеводородами, что позволяет распространять водородное пламя в верхнюю землю.

- Предварительное зажигание: предварительное зажигание часто встречается в водородных двигателях из-за низкой энергии зажигания и широких пределов воспламеняемости водорода. Поскольку преждевременное зажигание заставляет смесь гореть главным образом во время такта сжатия, температура в камере сгорания повышается, что приводит к тому, что горячее пятно приводит к воспламенению до повышения температуры, что приводит к еще одному ранее предвоспламенению в следующий цикл. Это продвижение предварительного зажигания продолжается до тех пор, пока оно не произойдет во время такта впуска и не вызовет обратные последствия [5, 18]. Механизм называется безотказным предварительным зажиганием, а также может быть вызван циклом детонации, повышением температуры камеры и созданием горячей точки [7].

По мнению автора, низкая энергия зажигания часто слишком легко указывается как основная причина обратного огня. Энергия зажигания определяется минимальной энергией искры, необходимой для воспламенения смеси [12], тогда как зажигание тепловыми массами, такими как клапаны и остаточные газы, больше связано с температурой автовоспламенения смеси, температура при которой смесь будет самопроизвольно воспламеняться. Поскольку температура самовозгорания водорода довольно высока (выше, чем для метана и бензина), представляется маловероятным, что эти тепловые массы будут вызывать обратные последствия, поскольку они обычно не достигают температуры самовозгорания, если двигатель правильно настроен. Было продемонстрировано, что, поскольку для двигателей с воспламенением водорода требуется очень высокое отношение сжатия для обеспечения самовоспламенения [3], очень маловероятно, например, остаточные газы

могут инициировать воспламенение термически (опять же: при условии нормальных условий работы, с оптимальным временем искрообразования и т. д.). Кроме того, это не может объяснить возникновение обратного пожара в сухих условиях (низкие температуры). Кроме того, осадки и частицы часто упоминаются, хотя (при условии, что двигатель в хорошем состоянии) концентрация этих веществ крайне низка для водородных двигателей. «Инертная пыль в воздухе» даже упоминается [6], вероятно, забывая о функции воздушного фильтра двигателя. Эксперименты проводились там, где устранялись все горячие точки (тщательная очистка двигателя, усиленное управление маслом или даже без смазки, очистка остаточных газов, холодных свечей зажигания, охлажденных выпускных клапанов ...), а также любые неконтролируемое искровое воспламенение, а также обратные пожары [7, 15]. Это говорит о том, что небольшое расстояние гашения водорода (вместе с широкими пределами воспламеняемости), позволяющее сжигать на поверхности поршня, является параметром, который многие рабочие игнорировали. Были продемонстрированы водородные двигатели, работающие на стехиометрических смесях без какого-либо возникновения обратного огня, путем тщательного выбора поршневых колец и объемов щелей, без необходимости введения времени или охлажденных выпускных клапанов [14]. Рабочие, которые обратили внимание на повышенное охлаждение, улучшили «контроль за маслом» за счет установки различных поршневых колец, увеличили очистку и т. д., приписывают получившуюся более широкую зону бездействия к сокращению горячих точек, но одновременно (иногда, возможно, не осознавая этого) приняты меры по подавлению сжигания щелей. Существует некоторая двусмысленность в литературе по соотношению коэффициента сжатия задних огней. Некоторые авторы отмечают уменьшение степени сжатия для увеличения сопротивления обратным планам [11, 18] путем снижения температуры камеры сгорания; другие заявляют, что рекомендуется увеличить степень сжатия, что приводит к увеличению площади камеры сгорания до объемного отношения,

увеличивая, таким образом, остаточные газы теплопередачи и охлаждения [6, 10, 17]. Повышенная степень сжатия также снижает количество остатков. Оба являются действенными механизмами и указывают на наличие оптимальной степени сжатия: увеличение его приводит к увеличению мощности за счет повышения эффективности до определенной точки, когда смесь должна быть установлена более компактной, чтобы избежать предварительного воспламенения, и отмечено снижение мощности [7, 15]. Чтобы завершить обсуждение явления обратного пожара: все причины, описанные выше, действительно могут привести к обратным атакам, и дизайн водородного двигателя должен стараться избегать их, поскольку условия двигателя, отличные от нормальной работы, всегда возможны.

Несмотря на то, что обратные последствия, которые, как утверждается, являются результатом горячих точек, могут иметь другие причины, следует избегать горячих точек, поскольку они могут привести к предварительному воспламенению, что увеличивает тепловую нагрузку двигателя и может иметь пагубные последствия, даже не приводя к обратным эффектам (например, в двигателе формирования внутренней смеси, см. ниже). Детонационное поведение водородных двигателей было неправильно истолковано, чем явление обратного огня. С обратным огнем некоторые причины были замешаны или их последствия переоценены, но относительно стука в литературе имеются совершенно противоречивые утверждения. Начнем с того, что большинство статей не указывают, что сопротивление удару является свойством смеси топливо / воздух, указывая октановые числа без соответствующего отношения эквивалентности. Некоторые утверждают, что октановое число очень низкое [11, 12], другие утверждают, что оно очень велико [4, 6, 10]. Была найдена даже одна статья, в которой указано, что «водород имеет высокое эффективное октановое число», а «эквивалентное октановое число водорода довольно низкое» [8]! Только в очень немногих работах упоминаются октановые числа в зависимости от богатства смеси [17, 18]. Сообщалось о экспериментах, показывающих, что водород действует как

антидетонационный агент при добавлении к неэтилированному изооктану [7]. Имеются некоторые свидетельства того, что причины столкновения водородного двигателя могут отличаться от стука бензина, вызванного чрезмерными скоростями пламени, а не реакцией конца газа [7, 10]. Таким образом, снижение скорости повышения давления может быть более эффективным для контроля стука, чем ограничение периода горения. Рассматривая экспериментальную литературу по водородным двигателям СИ, предварительное зажигание, по-видимому, является ограничивающим фактором, касающимся коэффициентов сжатия, искровых синхронизаций и коэффициентов эквивалентности смеси, а не детонации. Сообщалось о измерениях с коэффициентом сжатия 11:1 и давлением нагнетания 0,85 бар (калибр) на стехиометрических смесях [12], а также измерениями на обедненных смесях с использованием коэффициентов сжатия 14:1 и выше [11, 18], все без какого-либо появления стука. Таким образом, можно с уверенностью сказать, что водород имеет более высокое эффективное октановое число, чем обычный бензин, хотя было бы интересно иметь количественные данные. Примечательно, что экспериментальная и теоретическая работа Карим и ее коллег [16, 18] сообщают о очень широких зонах детонации, где, как утверждают, стехиометрические смеси стучат даже при коэффициентах сжатия всего 6:1. Поскольку эти результаты не согласуются с каждым другим экспериментом, описанным в литературе, они кажутся маловероятными и, вероятно, затронуты причинами, неизвестными авторам.

### 1.1.2 Образование смеси

Был разработан ряд методов формирования смеси для водородных двигателей, главным образом в целях обеспечения безотказной работы:

- формирование внешней смеси с газовым карбюратором [7, 13]

- формирование внешней смеси с «параллельной индукцией», то есть: некоторые средства задержки введения водорода, например, топливная магистраль закрывается отдельным клапаном сверху впускного клапана, который открывается только тогда, когда впускной клапан поднимается достаточно [18]

- формирование внешней смеси с газовым карбюратором и впрыском воды [11, 14], несколько раз с дополнительным выхлопом рециркуляция газа (EGR) [18]

- формирование внешней смеси с временным коллектором или впрыском топлива на клапан (PFI) [3, 8, 12, 14, 17], иногда также с некоторыми средствами «параллельной индукции» [18]

- формирование внутренней смеси путем прямого впрыска (DI) [11, 13, 15, 17]

Впрыск воды, замедленное введение водорода и прямой иньекции в первую очередь предназначены для задержки или предотвращения обратного огня либо путем дополнительного охлаждения, либо путем исключения горючей смеси во время фазы всасывания. В течение последнего десятилетия использовались только временные иньекции и непосредственная иньекция (во время такта сжатия или позже), так как другие методы менее гибкие и управляемые. Было продемонстрировано, что формирование внешней смеси с помощью впрыскивания портового топлива приводит к повышению эффективности работы двигателя, увеличению бережливости, более низкому циклическому изменению и снижению производства NOx по сравнению с прямым впрыском [12, 18]. Это является следствием более высокой гомогенности смеси из-за более длительного времени смешивания для PFI, а также для уменьшения смещения для DI, поскольку турбулентность, вызванная потреблением, способствует меньшему перемешиванию. Кроме того, стоимость и сложность значительно ниже для PFI, чем для DI [16], и возможно модернизация существующего двигателя. С другой стороны, выходная мощность внешнего водородного двигателя для образования смеси

ограничена из-за уменьшения объемной эффективности: из-за низкой плотности водорода и небольшого расхода воздуха для стехиометрических смесей объем цилиндра, поглощаемый водородом в стехиометрической смеси составляет 29,5%. Это приводит к уменьшению объемного содержания энергии примерно на 18% для водорода по сравнению с бензином. Если для впрыска водорода после закрытия впускного клапана используется прямая иньекция, максимальная выходная мощность может быть на 17% выше по сравнению с бензином. Важным преимуществом DI над PFI является невозможность обратной связи. Это также увеличивает максимальную выходную мощность DI по сравнению с PFI, так как более богатые смеси могут использоваться без страха перед обратным огнем. Предварительное зажигание все же может произойти, хотя, если не используется очень поздняя иньекция. Внешнее образование смеси обеспечивает большую степень свободы в отношении методов хранения: непосредственная иньекция во время такта сжатия требует высокого давления водорода и, следовательно, для эффективного хранения жидкого водорода. Таким образом, как внешнее, так и внутреннее образование смеси имеют свои преимущества и недостатки. DI лучше для полной нагрузки (максимальная выходная мощность), PFI лучше при частичной нагрузке (максимальная эффективность двигателя). Конструкции двигателей были предложены с использованием методов образования смеси [14, 16, 18]. Современные обзоры методов образования смесей для водородных двигателей можно найти в ссылках. [11, 14].

## 1.2 Способы управления нагрузкой при работе на водородном топливе

Водород - очень универсальное топливо, когда дело доходит до контроля нагрузки. Высокие скорости пламени водородсней и широкие пределы воспламеняемости позволяют очень скудную работу и значительное разбавление. Эффективность двигателя и выброс NOx являются двумя основными параметрами, используемыми для определения стратегии

управления нагрузкой. Использовалась работа с дроссельной заслонкой с постоянным эквивалентом, но в основном для демонстрационных целей [12, 17], так как довольно легко запустить двигатель с дроссельным двигателем с обедненным сжиганием. Там, где это возможно, используется широкое открытое управление дроссельной заслонкой (WOT), чтобы использовать преимущества увеличения эффективности двигателя [13, 14], регулируя нагрузку с насыщенностью смеси (качественный контроль) вместо объемного (количественного контроля) и, таким образом, избегая потери насосов. Ограничения на работу WOT обусловлены осечками, несгоревшим водородом и пониженной стабильностью при очень низкой нагрузке (например, холостом ходу) и выбросами NOx при средней нагрузке. Таким образом, дросселирование используется при очень низких нагрузках для повышения стабильности горения и уменьшения несгоревших выбросов водорода [1, 10, 11, 13, 18]. Кроме того, это повышает эффективность в этих условиях: коэффициент усиления эффективности за счет уменьшения несгоревших выбросов водорода компенсирует снижение эффективности за счет дросселирования. Эффективность двигателя с использованием дроссельной или WOT-операции сравнивается в работах [1, 10], нижний предел, при котором вводится дросселирование, зависит от двигателя и варьируется от  $A = 3/0 = 0,3312$  [11] до  $A = 4/0 = 0,25$  [2, 4]. Для более высоких нагрузок температура пламени быстро превышает предел генерации NOx. Это приводит к ограничению NOx для операции WOT. Можно было бы ограничить богатство смеси и использовать достаточно обезжиренные смеси, чтобы они оставались ниже предела концентрации NOx 10 или 100 ppm, но это подразумевает значительное снижение максимальной выходной мощности. В качестве альтернативы, двигатель может быть дросселирован выше этого предела, используя стехиометрические смеси и, таким образом, позволяя использовать обычный трехходовой катализатор для снижения NOx [18] с соответствующим снижением эффективности двигателя. Еще одна стратегия - использование EGR для контроля нагрузки: использование



стехиометрических смесей, но вместо дросселирования, рециркуляция выхлопных газов в пропорции, зависящей от потребности в мощности [10, 16]. Это дает лучшую эффективность по сравнению с дросселированием. Инжекция воды также может быть использована для уменьшения выбросов NOx из более богатых смесей [11] и более эффективна, чем EGR [17], но непрактична. Если водородный двигатель предназначен для работы с одной скоростью/мощностью, например, для стационарной выработки электроэнергии или для гибридного транспортного средства серии очень чистая и высокоэффективная работа возможна без какой-либо последующей обработки (эффективность которой со временем может ухудшиться). Выбросы NOx ниже 10 ppm или даже 1 ppm, с указанной эффективностью, возможно, 50% возможны [14, 17, 18]. Водород является единственным топливом, с которым это возможно (с углеводородами, уменьшение выбросов NOx при обедненном ожоге подразумевает увеличение несгоревших выбросов углеводородов).

### 1.3 Водородные двигатели с искровым зажиганием

В этом разделе делается попытка предоставить исчерпывающий обзор особенностей конструкции двигателя, которые максимально используют преимущества водорода и противодействуют его недостаткам.

- Свечи зажигания: используйте свечи зажигания с холодным испарением, чтобы избежать температур электродов свечи зажигания, превышающих предел автовоспламенения и вызывающих обратные огни [6, 12]. Световые свечи с холодным искрообразованием можно использовать, так как вряд ли отработают отработанные свечи зажигания. Не используйте свечи зажигания с платиновыми электродами, поскольку это может быть катализатором окисления водорода [2, 9] (платина использовалась в выхлопе для окисления несгоревшего водорода [16]).

- Система зажигания: избегайте неконтролируемого зажигания из-за остаточной энергии зажигания путем надлежащего заземления системы зажигания или изменения электрического сопротивления кабеля зажигания [11, 12]; избегайте индукционного воспламенения в соседнем кабеле зажигания, например, используя систему катушки-заглушки; обеспечивают систему зажигания с высоким напряжением, так как воспламенение смесей водорода требует повышенного вторичного напряжения зажигания [11, 12, 17] (вероятно, из-за более низкой концентрации ионов в водородном пламени, см. выше), системы с катушкой на штепсельной вилке также удовлетворяют этому условию. В качестве альтернативы, зазор свечи зажигания может быть уменьшен, чтобы снизить напряжение зажигания, это не проблема для водородных двигателей, так как образование отложений практически не будет. Использовались промежутки свечей зажигания размером 0,25 мм [7] (хотя зазор впоследствии был увеличен до 0,5 мм из-за трудностей с холодным запуском из-за конденсации воды на наконечнике свечей зажигания).

- Система впрыска: обеспечивает временную инъекцию, либо используя впрыск порта, и программируя время впрыска, так что начальный период воздушного охлаждения создается на начальной фазе такта впуска, и конец впрыска таков, что весь водород введен в индукцию, не оставляя водорода в коллекторе при закрытии впускного клапана; или с использованием прямого впрыска во время такта сжатия. В обоих случаях требуются форсунки с высоким расходом, поэтому несколько инжекторов на цилиндр могут облегчить это требование. Описанное здесь время может не потребоваться, поскольку сообщалось о работе, когда не было обнаружено никакой связи между сроками инъекции и обратным огнем или отношением к ограниченному эквиваленту предварительного воспламенения [8]. Временная инъекция также уменьшает количество несгоревшего топлива во впускном коллекторе в любой момент времени, ограничивая серьезность обратного огня, если он произойдет.

- Горячие точки: избегайте горячих точек в камере сгорания, которые могут инициировать предварительное зажигание или обратный огонь, использовать охлажденные выпускные клапаны; использовать многоклапанные головки двигателя для дальнейшего снижения температуры выпускного клапана [9, 10, 11]; обеспечить надлежащее управление маслом; обеспечивать дополнительные проходы охлаждающей жидкости двигателя вокруг клапанов и других областей с высокой тепловой нагрузкой [13] (если это возможно); задержать введение топлива для создания периода воздушного охлаждения (с использованием временного коллектора или прямого впрыска); обеспечить надлежащую очистку (например, с использованием изменения фаз газораспределения [8, 18]) для снижения температуры остаточного газа.

- Поршневые кольца и объемы щелей: уменьшите зазор на поверхности поршня, чтобы предотвратить распространение пламени водорода в верхнюю часть земли, Swain et al. [13] используйте зазор 0,152 мм для гашения водородного пламени. Измените объемы щелей и / или поршневые кольца, чтобы уменьшить оплавление несгоревшей смеси со второй земли на верхнюю часть земли [13, 14, 15] (предотвращение «заправки» верхнего пламени земли во время выхлопа и впуска).

- Седла и форсунки клапанов: необходимо учитывать очень низкую смазывающую способность водорода, следует выбрать подходящие материалы седла клапана [9, 11], и конструкция форсунок должна учитывать это. Это относится к любому сухому газообразному топливу (например, к природному газу), но может быть более важным для водорода (сжатый природный газ содержит небольшое количество масла, происходящего из масляного тумана в компрессоре, тогда как водородные компрессоры обычно имеют более жесткие зазоры для ограничения утечки ставка).

- Смазка: масло для смазки двигателя, совместимое с повышенной концентрацией воды в картере, должно быть выбрано, отчет о испытаниях на водородный привод в Германии TUV [11] приводит два варианта:

деэмульгирующее масло и синтетическое масло, которое образует раствор с водой. DeLuchi [18] утверждает, что более длительный срок службы масла, так как масло не разбавляется водородом, а образование кислот происходит меньше. Для предотвращения образования отложений (горячих точек) рекомендуется использовать беззольное масло [6]. Влияние водорода на состав масла и химическую структуру в литературе не сообщается.

- Вентиляция картера: рекомендуется принудительная вентиляция картера из-за нерегулируемой работы (высокое давление воздуха в коллекторе) и для снижения концентрации водорода (от продувки) в картере [9, 11].

- Коэффициент сжатия: выбор оптимальной степени сжатия аналогичен выбору для любого топлива, его следует выбирать как можно выше, чтобы увеличить эффективность двигателя, с ограничением, определяемым возросшими потерями тепла или появлением аномального сгорания (в случае водорода в первую очередь перед воспламенением). Выбор может зависеть от приложения, так как оптимальная степень сжатия для максимальной эффективности двигателя может отличаться от оптимальной для максимальной выходной мощности [10]. В общем случае степень сжатия водородного двигателя может быть выбрана выше, чем для бензинового двигателя.

- Турбулентность в цилиндре: из-за высоких скоростей пламени водорода могут использоваться камеры сгорания с низкой турбулентностью (блинная или дисковая камера и симметричное всасывающее отверстие в осевом направлении), которые полезны для эффективности двигателя [10, 13, 17]. Они могут быть даже необходимы, чтобы избежать аномального горения при стехиометрической работе [1].

- Электронная дроссельная заслонка: как указано выше, водородные двигатели должны эксплуатироваться при широком открытом дросселе, где это возможно, но необходимо дросселирование при очень низких нагрузках для поддержания стабильности горения и ограничения несгоревших

выбросов водорода. При средних и высоких нагрузках может потребоваться дросселирование для ограничения выбросов  $\text{NO}_x$ . Это может быть реализовано только с помощью проводной системы.

#### 1.4 Высокотемпературное окисление углеводородов

Реакции в индукционной зоне ведут к образованию большого количества формальдегида  $\text{CH}_2\text{O}$ . Реакции непосредственно с  $\text{CH}_2\text{O}$  не дают цепное разветвление (разложение  $\text{CH}_2\text{O}$  происходит относительно медленно). Но так как реакции с  $\text{CH}_2\text{O}$  производят атомы  $\text{H}$ , то они фактически ведут к цепному разветвлению через ту же самую реакцию, которая определяет скорость цепного разветвления в  $\text{H}_2\text{-O}_2$  системе,  $\text{H} + \text{O}_2 \rightarrow \text{OH} + \text{O}$ . Из-за реакций цепного разветвления накопление  $\text{CH}_2\text{O}$  в значительных количествах ведет к увеличению радикальных концентраций, и как следствие, к быстрому расходу горючего, интенсивному образованию продукта и выделению тепла. Таким образом, рассматривая время, требуемое для накопления в значительных количествах  $\text{CH}_2\text{O}$ , можно определить длину индукционной зоны окисления  $\text{CH}_4$ . Окисление и разложение  $\text{CH}_2\text{O}$  ведет к образованию оксида углерода  $\text{CO}$ , который при высоких температурах впоследствии окисляется до  $\text{CO}_2$ . Этот процесс относительно медленен и в основном происходит значительно позже после того, как топливо израсходовалось. По этой причине скорость окисления  $\text{CO}$  сильно не влияет на задержки воспламенения, но очень важна для определения скорости распространения пламени. Высокотемпературное окисление углеводородов сильно зависит от количества атомов  $\text{H}$  в системе, и от состава смеси. В случае богатой окислителем смеси алкильные радикалы быстро окисляются до  $\text{CH}_2\text{O}$ . В ситуации богатой топливом смеси становится важным воздействие атомов  $\text{H}$ , и полученные радикалы, реагируют между собой, образуя большие углеводороды. Даже в

стехиометрической  $\text{CH}_4\text{-O}_2$  смеси в индукционной зоне накапливаются значительные количества  $\text{C}_2\text{H}_6$  и  $\text{C}_2\text{H}_4$ .

В основном характеристики окисления  $\text{C}_2\text{H}_6$  и больших молекул алифатических углеводородов подобны окислению  $\text{CH}_4$ , но метан проявляет характеристики окисления, отличные от всех других углеводородов. Энергия разрыва связи С-Н в метане  $\text{CH}_4$  составляет 435 кДж/моль, что намного выше, чем С-С связь в более тяжелых углеводородах (370 кДж/моль в  $\text{C}_2\text{H}_4$ ), и даже больше чем энергия разрыва связи С-Н в предельных углеводородах (410 кДж/моль в  $\text{C}_2\text{H}_6$ ). По этим причинам метан  $\text{CH}_4$  воспламеняется труднее, чем другие углеводороды. Радикалы  $\text{CH}_3$  почти не разлагаются, чтобы дать другие углеводородные радикалы ( $\text{CH}_2$  или  $\text{CH}$ ), даже при высоких температурах. Их реакции, а также реакции с  $\text{CH}_2\text{O}$ , определяют кинетику окисления  $\text{CH}_4$ .

В случае больших молекул углеводородов воспламенение происходит быстрее из-за более высокой полной концентрации радикалов, возникающей в результате неустойчивости топлива, которое из-за удаления одного из атомов Н обычно раздробляется с образованием алкенов и радикалов с меньшим числом атомов. В случае  $\text{C}_2\text{H}_5$ : алкен -  $\text{C}_2\text{H}_4$  и атом Н становятся цепными центрами. Из-за низкой тепловой стойкости молекул больших углеводородов, исходное топливо в значительной степени рано расходуется в индукционной зоне. Эта ситуация, следовательно, совершенно отличается от случая  $\text{CH}_4$ , где значительный расход топлива происходит только в конце зоны индукции. Так  $\text{C}_3\text{H}_8$  разлагается в течение начальной фазы окисления, генерируя  $\text{C}_3\text{H}_6$ ,  $\text{CH}_3$ ,  $\text{CH}_4$ ,  $\text{C}_2\text{H}_4$ ,  $\text{C}_2\text{H}_6$ ,  $\text{CH}_2\text{O}$  и  $\text{CO}$ . Окисление этих веществ играет главную роль в индукционной зоне. Подобие в поведении горения различных углеводородов связано с тем, что большие молекулы углеводородов и радикалы быстро разлагаются с образованием меньших молекул и радикалов.

Главными процессами, которые определяют химию окисления углеводородов при высоких температурах, таким образом, можно считать:

реакции разложения топлив; реакции радикалов с исходными молекулами; цепные реакции разветвления и реакции рекомбинации.

### 1.5 Механизмы влияния химически активных добавок на пламя

При этом добавки водорода даже при маленьких концентрациях влияют на горение главным образом физическим способом. Они более эффективны, чем другие химические промодуляторы и должны присутствовать в зоне горения, чтобы обеспечить эффект помоутирования.

Авторы [8] показали, что введение водородосодержащей добавки приводит к существенным изменениям в скоростях образования радикала OH в трех реакциях основного механизма окисления метана. Прежде всего, увеличивается скорость реакций  $O + H_2 \leftrightarrow OH + H$  (R1) и  $H + HO_2 \leftrightarrow OH + OH$  (R2). Реакция R1 - одна из важнейших цепных реакций (реакция разветвления цепи) оказывает значительное влияние на скорость свободного распространения метано-воздушного пламени. Третья реакция, скорость которой подвергается существенным изменениям из-за добавки водорода это реакция  $OH + H_2 \leftrightarrow H_2O + H$  (R3).

Константы скорости реакций, описывающих процесс горения/водорода, измерены и оценены многими авторами. При моделировании использовалось два механизма. Реакции и константы скорости одного из них приведены в таблице 1.1. Этот механизм успешно использовался для моделирования структуры водородно-кислородного пламени стехиометрического состава. Второй механизм - механизм Миллера, применялся для моделирования структуры богатого  $H_2/O_2$  пламени, стабилизированного на плоской горелке при  $p=35,5$  торр, и по сравнению с другими наиболее точно описал экспериментальные данные профилей концентраций активных частиц пламени.

Таблица 1.1 – Механизм реакций и константы скорости, представлены в виде  $k=A(T)^n \exp(-E/RT)$ .

| №  | Реакции  | A                      | N     | E      |
|----|--|------------------------|-------|--------|
| 1  | $\text{OH}+\text{H}_2=\text{H}_2\text{O}+\text{H}$                               | $1,02 \times 10^8$     | 1,6   | 13,75  |
| 2  | $\text{H}+\text{O}_2=\text{OH}+\text{O}$   | $9,72 \times 10^{13}$  | 0     | 61,89  |
| 3  | $\text{O}+\text{H}_2=\text{OH}+\text{H}$   | $5,12 \times 10^4$     | 2,67  | 26,18  |
| 5  | $\text{H}+\text{O}_2+\text{H}_2=\text{HO}_2+\text{H}_2$                          | $2,09 \times 10^{18}$  | -0,8  | 0      |
| 6  | $\text{H}+\text{O}_2+\text{O}_2=\text{HO}_2+\text{O}_2$                          | $6,70 \times 10^{19}$  | -1,42 | 0      |
| 7  | $\text{OH}+\text{HO}_2=\text{H}_2\text{O}+\text{O}_2$                            | $2,89 \times 10^{13}$  | 0     | -2,07  |
| 8  | $\text{H}+\text{HO}_2=2\text{OH}$  | $1,69 \times 10^{14}$  | 0     | 3,65   |
| 9  | $\text{O}+\text{HO}_2=\text{O}_2+\text{OH}$                                      | $3,18 \times 10^{13}$  | 0     | 0      |
| 10 | $2\text{OH}=\text{O}+\text{H}_2\text{O}$   | $1,51 \times 10^9$     | 1,14  | 0,41   |
| 13 | $\text{H}+\text{OH}+\text{H}_2\text{O}=\text{H}_2\text{O}+\text{H}_2\text{O}$    | $1,40 \times 10^{23}$  | -2,0  | 0      |
| 14 | $\text{O}_2+\text{M}=\text{O}+\text{O}+\text{M}$                                 | $1,85 \times 10^{11}$  | 0,5   | 399,84 |
| 15 | $\text{H}+\text{HO}_2=\text{H}_2+\text{O}_2$                                     | $4,26 \times 10^{13}$  | 0     | 5,88   |
| 17 | $\text{H}_2\text{O}_2+\text{H}=\text{HO}_2+\text{H}_2$                           | $1,68 \times 10^{12}$  | 0     | 15,66  |
| 18 | $\text{H}_2\text{O}_2+\text{OH}=\text{H}_2\text{O}+\text{HO}_2$                  | $7,80 \times 10^{12}$  | 0     | 5,55   |
| 19 | $\text{O}+\text{H}_2\text{O}_2=\text{OH}+\text{HO}_2$                            | $0,660 \times 10^{12}$ | 0     | 16,57  |
| 21 | $\text{H}+\text{HO}_2=\text{H}_2\text{O}+\text{O}$                               | $3,00 \times 10^{13}$  | 0     | 7,18   |
| 22 | $\text{H}+\text{H}_2\text{O}_2=\text{OH}+\text{H}_2\text{O}$                     | $1,02 \times 10^{13}$  | 0     | 14,91  |
| 23 | $\text{OH}+\text{OH}+\text{H}_2\text{O}=\text{H}_2\text{O}_2+\text{H}_2\text{O}$ | $1,44 \times 10^{18}$  | 0     | 0      |

m - порядок реакции, размерность - моль,  $\text{см}^3$ , s, K и кДж/моль

Реакции 1-23 представляют собой механизм окисления водорода. Константы скорости реакций приведены в таблице 1.1. Реакции 24-58 составляют механизм окисления метана, введенный в общую схему для описания окисления метановодородовоздушной смеси. Значения констант скорости можно найти в таблице 1.2.



Таблица 1.2 – Константы скорости для C<sub>1</sub> углеродсодержащих реакций, представленные в виде  $k=AT^n \exp(-E/RT)$ .

| №  | Реакции  | A                     | n    | E      |
|----|--|-----------------------|------|--------|
| 24 | CH <sub>4</sub> +H=CH <sub>3</sub> +H <sub>2</sub>                               | 1,32x10 <sup>4</sup>  | 3,0  | 33,52  |
| 25 | CH <sub>4</sub> +OH=CH <sub>3</sub> +H <sub>2</sub> O                            | 1,60x10 <sup>7</sup>  | 1,8  | 11,60  |
| 28 | CH <sub>2</sub> OH+O <sub>2</sub> =CH <sub>2</sub> O+HO <sub>2</sub>             | 6,00x10 <sup>13</sup> | 0    | 15,06  |
| 29 | CH <sub>3</sub> +O=CH <sub>2</sub> O+H   | 8,00x10 <sup>13</sup> | 0    | 0      |
| 30 | CH <sub>3</sub> +OH=CH <sub>2</sub> +H <sub>2</sub> O                            | 7,50x10 <sup>12</sup> | 0    | 11,60  |
| 31 | CH <sub>2</sub> +OH=CH <sub>2</sub> O+H  | 2,50x10 <sup>13</sup> | 0    | 0      |
| 32 | CH <sub>2</sub> +O <sub>2</sub> =CO <sub>2</sub> +H+H                            | 1,60x10 <sup>12</sup> | 0    | 4,18   |
| 33 | CH <sub>2</sub> +O <sub>2</sub> =CH <sub>2</sub> O+O                             | 5,00x10 <sup>13</sup> | 0    | 37,66  |
| 34 | CH <sub>2</sub> O+OH=HCO+H <sub>2</sub> O  | 3,43x10 <sup>9</sup>  | 1,2  | -1,87  |
| 35 | CH <sub>2</sub> O+H=HCO+H <sub>2</sub>   | 2,19x10 <sup>8</sup>  | 1,8  | 12,55  |
| 36 | HCO+H=CO+H <sub>2</sub>  | 1,19x10 <sup>13</sup> | 0,3  | 0      |
| 37 | HCO+O <sub>2</sub> =HO <sub>2</sub> +CO  | 3,30x10 <sup>13</sup> | -0,4 | 0      |
| 38 | CO+OH=CO <sub>2</sub> +H   | 6,51x10 <sup>6</sup>  | 1,5  | -2,07  |
| 39 | CH <sub>3</sub> O+O=O <sub>2</sub> +CH <sub>3</sub>                              | 1,50x10 <sup>13</sup> | 0    | 0      |
| 40 | CH <sub>3</sub> O+O=OH+CH <sub>2</sub> O   | 1,80x10 <sup>12</sup> | 0    | 0      |
| 41 | CH <sub>3</sub> O+H=H <sub>2</sub> +CH <sub>2</sub> O                            | 1,80x10 <sup>13</sup> | 0    | 0      |
| 42 | CH <sub>3</sub> OH+H=CH <sub>2</sub> OH+H <sub>2</sub>                           | 1,32x10 <sup>4</sup>  | 3,0  | 33,52  |
| 43 | CH <sub>3</sub> OH+OH=CH <sub>2</sub> OH+H <sub>2</sub> O                        | 1,60x10 <sup>7</sup>  | 1,8  | 11,60  |
| 44 | O+CH=CO+H  | 4,00x10 <sup>13</sup> | 0    | 0      |
| 45 | O+CH <sub>2</sub> =CO+H+H  | 1,20x10 <sup>14</sup> | 0    | 0      |
| 46 | O+CH <sub>2</sub> =CO+H <sub>2</sub>   | 8,20x10 <sup>13</sup> | 0    | 0      |
| 47 | O+CH <sub>4</sub> =OH+CH <sub>3</sub>  | 7,20x10 <sup>8</sup>  | 1,6  | 39,11  |
| 48 | O <sub>2</sub> +CH <sub>4</sub> =HO <sub>2</sub> +CH <sub>3</sub>                | 4,10x10 <sup>13</sup> | 0    | 237,25 |
| 49 | O <sub>2</sub> +CH <sub>2</sub> O=HO <sub>2</sub> +HCO                           | 6,20x10 <sup>13</sup> | 0    | 169,46 |
| 50 | H+CH <sub>2</sub> =H <sub>2</sub> +CH  | 6,20x10 <sup>13</sup> | 0    | -7,46  |
| 51 | H+CH <sub>3</sub> =CH <sub>2</sub> +H <sub>2</sub>                               | 6,20x10 <sup>12</sup> | 0    | 62,97  |
| 52 | OH+HCO=H <sub>2</sub> O+CO   | 1,05x10 <sup>13</sup> | 0    | 0      |
| 53 | HO <sub>2</sub> +CH <sub>3</sub> =OH+CH <sub>3</sub> O                           | 1,86x10 <sup>13</sup> | 0    | 0      |
| 54 | HO <sub>2</sub> +CH <sub>4</sub> =H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> +CH <sub>3</sub> | 9,30x10 <sup>12</sup> | 0    | 10,29  |
| 55 | HO <sub>2</sub> +CH <sub>2</sub> O=H <sub>2</sub> O <sub>2</sub> +HCO            | 3Д0xЮ <sup>12</sup>   | 0    | 54,52  |
| 56 | CH+O <sub>2</sub> =HCO+O   | 3,41x10 <sup>13</sup> | 0    | 0      |
| 57 | CH+H <sub>2</sub> O=CH <sub>2</sub> +OH  | 5,89x10 <sup>12</sup> | 0    | -3,15  |
| 58 | HCO+M=H+CO+M   | 1,60x10 <sup>14</sup> | 0    | 61,51  |

Размерность - моль, см<sup>3</sup>, s, К и кДж/моль

Таким образом, для создания научно-технических основ проектирования низкотоксичных, высокоэффективных ДВС на альтернативных видах топлива необходимо проведение комплекса экспериментальных исследований по определению влияния добавки водорода на характеристики процесса сгорания бензинового ДВС с распределенным впрыском топлива, а также для создания модели сгорания ТВС с добавкой водорода, связывающей среднюю скорость распространения пламени, ее электропроводность и ширину зоны горения в различных зонах камеры сгорания с эффективностью тепловыделения и токсичностью отработавших газов, в зависимости от изменения скоростного режима, состава смеси, нагрузки и угла опережения зажигания, позволяющую ускорить процесс создания и проектирования поршневых ДВС нового поколения.

## ГЛАВА 2 Описание экспериментальной части диссертационного исследования

### 2.1 Экспериментальная установка

Экспериментальные исследования проводились на одноцилиндровой установке УИТ-85. Геометрические параметры двигателя: рабочий объем цилиндра 0.652 л., диаметр цилиндра 85 мм, ход поршня 115 мм, степень сжатия 5.9 и 7. Электромотор поддерживает обороты постоянными  $600 \pm 6$  и  $900 \pm 9$  мин<sup>-1</sup>, однородность топливно-воздушной смеси обеспечивается подогревом впускного трубопровода.

Регистрация перемещения фронта пламени внутри цилиндра УИТ-85 (рисунок 2.1а) осуществлялась по датчикам ионизации. Датчики ионизации установлены в специальный переходник (рисунок 2.1б). В переходнике датчики ионизации расположены следующим образом: ближний (датчик 3) установлен на расстоянии 77 мм от свечи зажигания; дальний (датчик 5) в 91.3 мм от свечи зажигания и центральный (датчик 4) в отверстии 4 мм на расстоянии 9.75 мм от плоскости камеры сгорания. Такое расположение датчиков ионизации позволяет оценивать параметры распространения фронта пламени в основной фазе сгорания и в зоне расположения датчиков при разном уровне турбулентности [8].

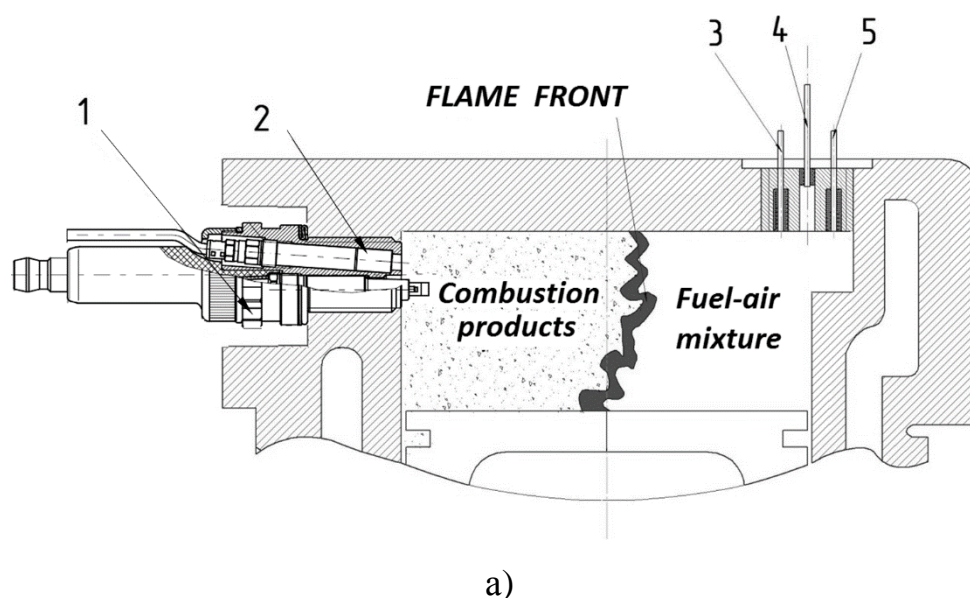


Рисунок 2.1 – Схема камеры сгорания одноцилиндровой установки УИТ-85 (а), где 1 – свеча зажигания в корпусе с датчиком давления; 2 – датчик давления Kistler, 3 – ближний датчик электропроводности пламени; 4 – центральный датчик электропроводности пламени; 5 – дальний датчик электропроводности пламени; (б) общий вид переходника с датчиками ионизации

Ближний датчик ионизации использовался для определения средней скорости распространения фронта пламени в основной фазе т.е. от свечи зажигания до датчика 3. Центральный датчик ионизации использовался для оценки изменений скорости распространения фронта пламени в 3-й фазе сгорания. Предполагаем, что объем, образованный полостью отверстия, где установлен датчик, обеспечит отсутствие влияния крупномасштабных турбулентных пульсаций на горение в зоне датчика. Это соответствует

условиям сгорания характерным для 3-й фазы сгорания. Турбулентную скорость распространения фронта пламени в зоне установки датчиков ионизации определяли по времени сигнала между ближним и дальним датчиком ионизации. Её можно считать соответствующей средней скорости распространения фронта пламени во 2-й фазе сгорания.

Параметры оценки процесса сгорания:

□ средняя скорость распространения фронта пламени в основной фазе сгорания (1-я + 2-я фаза):

$$U_{1+2} = \frac{77}{t_3},$$

где  $t_3$  – время от искрового разряда до появления сигнала на ближнем датчике ионизации;

□ средняя скорость распространения фронта пламени во 2-й фазе сгорания (между ближним и дальним датчиком ионизации):

$$U_2 = \frac{14.27}{t_5 - t_3},$$

где  $t_5$  – время от искрового разряда до появления сигнала на дальнем датчике ионизации;  $t_3$  – время от искрового разряда до появления сигнала на ближнем датчике ионизации;

□ средняя скорость распространения фронта пламени в 3-й фазе сгорания (между ближним и центральным датчиком ионизации):

$$U_3 = \frac{11}{t_4 - t_3}$$

где  $t_3$  – время от искрового разряда до появления сигнала на ближнем датчике ионизации;  $t_4$  – время от искрового разряда до появления сигнала на центральном датчике ионизации.

Исследования проводились при следующих углах опережения зажигания 9, 13, 16, 21, 23 и 29° ПКВ для каждой из частот вращения и для каждой исследуемой степени сжатия. Методика эксперимента заключалась в параллельной записи сигналов многоканальным аналоговым цифровым преобразователем АЦП РСІ-1712L-АЕ. Сигналы регистрировались со следующих датчиков: ионизации, индукционного датчика искры зажигания, оптического датчика положения коленчатого вала, с точностью 0.27° ПКВ, датчика давления Kistler установленного в переходнике со свечой зажигания, датчика массового расхода воздуха Bosch. Бензин и водород подавались отдельно во впускной коллектор за карбюратор, массовый расход газа определялся по тарированной скважности форсунок. The toxicity and the coefficient of excess air ( $\alpha$ ) were determined from the gas analyzer and the lambda sensor LSU 4.9.

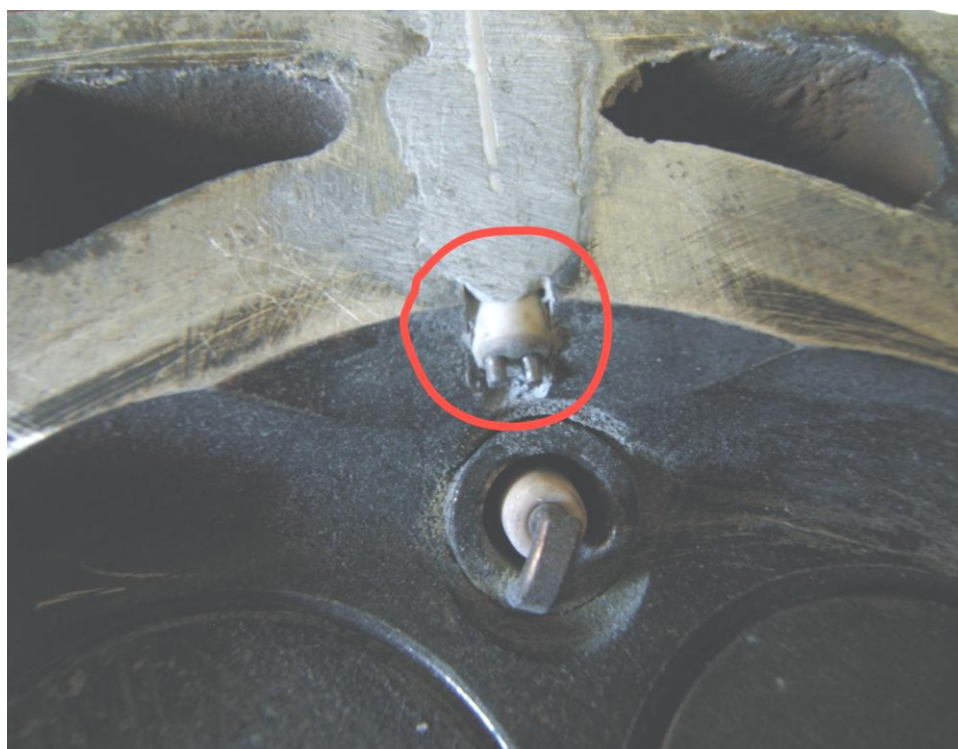


Рисунок 2.2 - ИД расположенный в головке блока двигателя около свечи зажигания

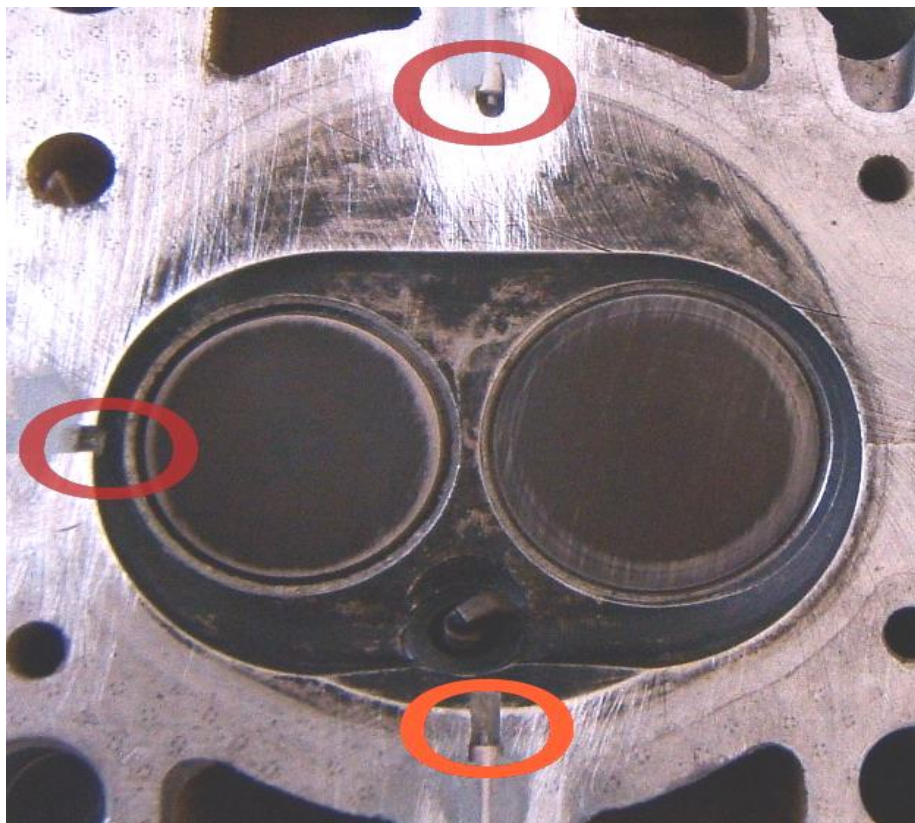


Рисунок 2.3 - Расположение ИД в КС ДВС

Для записи осциллограмм ионного тока с ИД использовался многоканальный АЦП Е-440 фирмы “L-Card”. Схема экспериментального комплекса показана на рисунке 2.4.

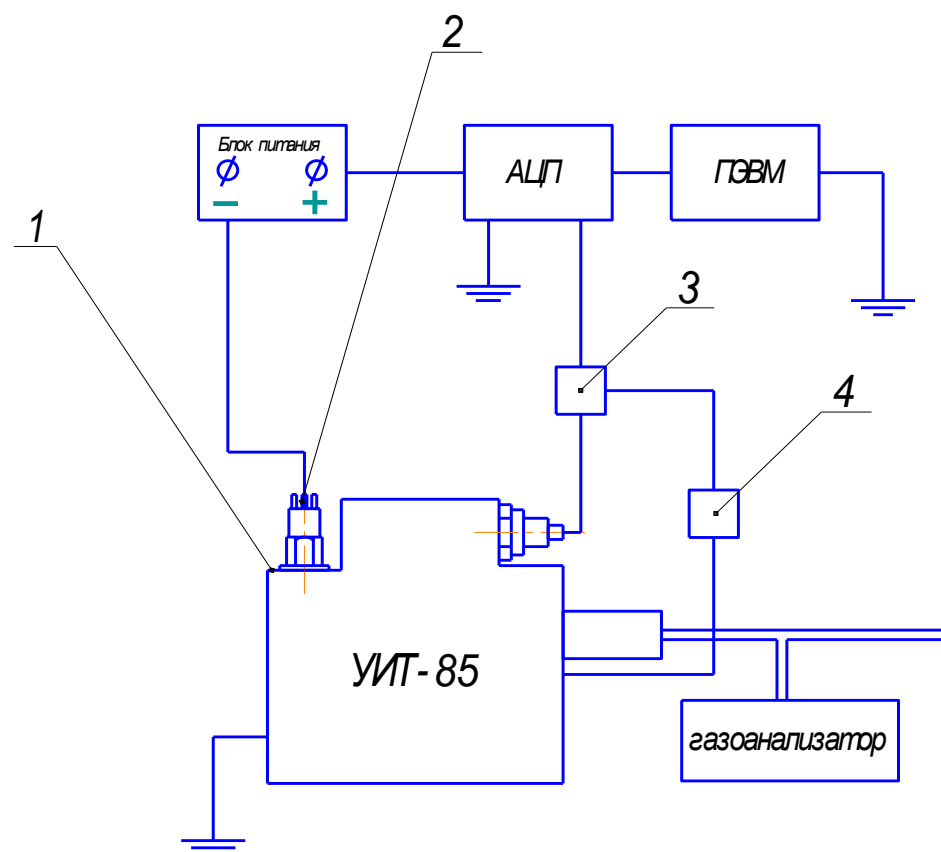


Рисунок 2.4 - Схема экспериментального стенда с одноцилиндровой установкой

2.2 Построение модели для моделирования влияния топлива на скорость сгорания в бензиновом ДВС с промотирующими добавками водорода

Трансформация специалиста с развитием вычислительных технологий особенно заметна на студентах. Тот факт, что любой современный студент с применением известных CFD-кодов может решать сегодня задачу курсового проекта на уровне, достаточном лет 20 назад для диссертации. Также обязательно нужно знать фундаментальные основы, гипотезы, математические модели, заложенные в используемых им программных продуктах. Это прежде всего требуется для правильного толкования полученных результатов.



Модель с 4 цилиндрами может быть построена с использованием одноцилиндровой модели в качестве шаблона (рисунок 2.5). Модель с четырьмя цилиндрами будет анализироваться в диапазоне рабочих скоростей путём создания многофакторного анализа.

Исходные данные:

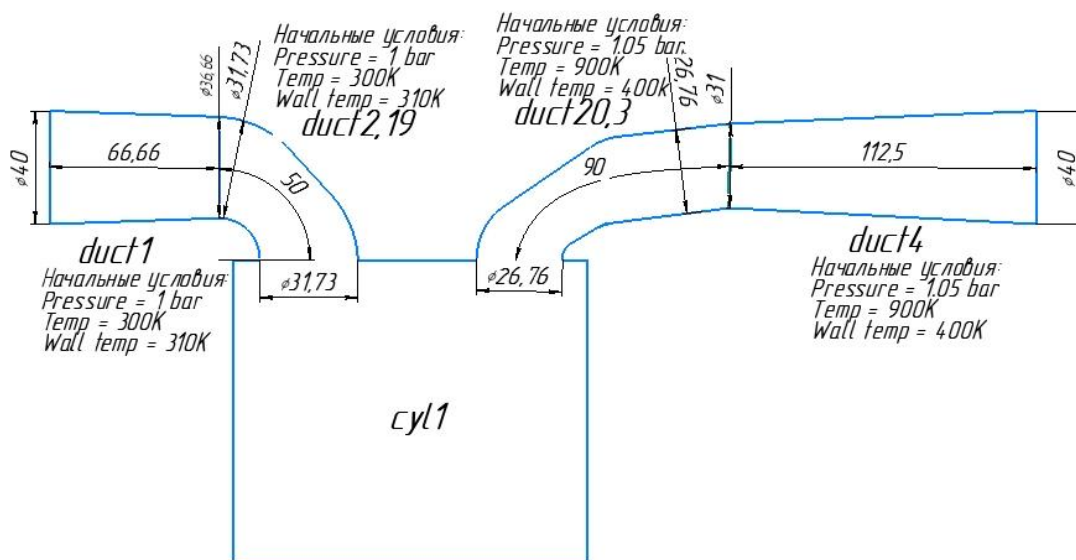


Рисунок 2.5 – Схема модели 4-х цилиндровый двигатель, 4-х тактный, 16 клапанный.

Геометрия цилиндра: Bore - 82mm; Stroke - 84; Clearance Height - 2mm; Surfe Area -1.5; Connecting rod leght -132.2.

### 2.2.1 Временные графики

На этом этапе мы добавим графики конкретных данных к нашей существующей модели. Временные графики представляют собой графики результатов в течение одного цикла двигателя (последний цикл двигателя в многоцилиндровом моделировании). Временные графики должны запрашиваться всякий раз, когда пользователю известно о конкретных данных, которые его интересуют при анализе.

Предположим, что мы заинтересованы в наблюдении за давлением и температурой в средней точке впускного отверстия во время цикла двигателя. Мы можем запросить временные графики на впускном порту (duct2), и AVL BOOST автоматически создаст эти графики в конце моделирования. Щёлкаем правой кнопкой мыши на ВГСЕ2 и выбираем параметр Edit Plots во всплывающем меню (см. Рисунок 2.6). Панель воздухопроводов будет открыта без каких-либо участков, которые пока не определены в этом месте. Нажимаем кнопку Create Plot, чтобы открыть список карт воздухопроводов. Отобразится список участков, доступных в этом месте (этот список зависит от контекста и создается на основе выбранного элемента canvas). Нажимаем на график 201 Pressure, а затем, удерживая нажатой кнопку «Shift» (только в Windows), нажимаем на 202 Temperature (наиболее подходящие участки канала находятся в диапазоне 2xx). Нажимаем кнопку «ОК», чтобы закрыть Duct Plot List: выбранные участки добавляются в список Existing Plots list в Duct Plot Panel. Так же запросим графики для выпускного воздухопровода(duct8) и цилиндра 1 (Рисунок 2.6 - 2.7).

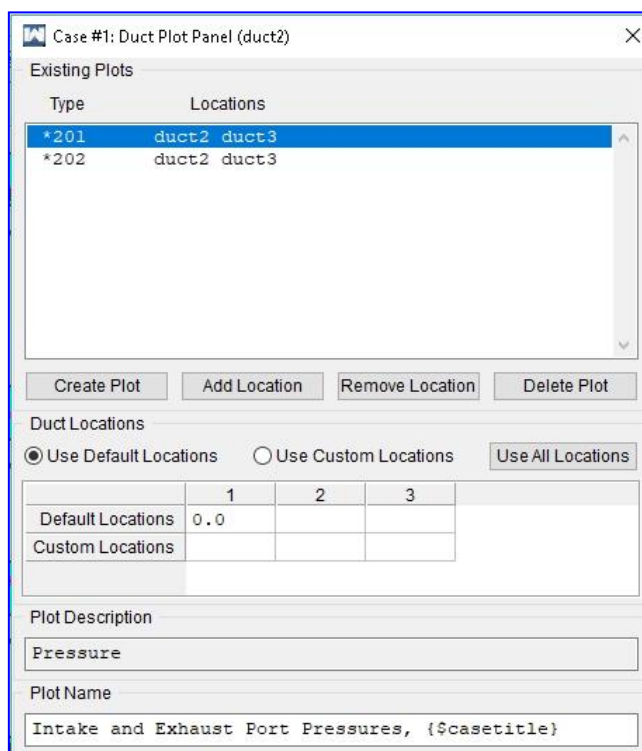


Рисунок 2.6 - Запросим графики для выпускного воздухопровода и цилиндра 1

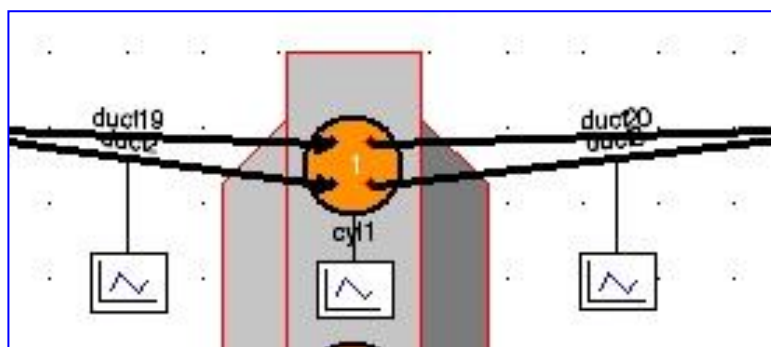


Рисунок 2.7 - Графики для выпускного воздуховода и цилиндра 1

Таким образом в любом участке модели можно запросить график интересующий нас.

### 2.2.2 Запрос наборов данных после обработки

На этом шаге мы запросим, чтобы конкретные данные, которые могут нас заинтересовать, были выведены для всей сети, а не для определённых местоположений, как в случае временных графиков. Это более удобно, если пользователь хочет иметь данные (например, давление, температуру и т. д.) Во многих точках сети или не уверен заранее, в каких местах эти данные будут необходимы для последующей обработки.

#### 2.2.2.1 Основные наборы данных

Предположим, мы не уверены, за поведение в впускных и выпускных портах, какое поведение нас интересует в просмотре результатов в конце моделирования. Более поздний анализ может потребовать обширных объемов данных, которые мы не запрашивали заранее! Также может быть неудобно возвращаться к WaveBuild и запрашивать больше участков и перезапускать модель, особенно если модель работает очень долго! Этого можно избежать, предварительно запросив наборы данных для последующей обработки. Открываем панель вывода постобработки, выбрав пункт Output

and Plotting в древе Model , выбрав опцию Store Additional Data Sets и нажав кнопку Select Data Sets. Нам еще нужно запросить, чтобы данные выводились после того, как имитация запускается через решатель WAVE, поэтому список запрошенных наборов данных должен быть пустым. По умолчанию перечислены базовые модели, которые представляют собой совокупности данных, которые всегда доступны, независимо от того, какие узлы или физические модели существуют в симуляции. Чтобы запросить конкретный набор данных, который мы хотели бы записать в выходной файл моделирования, выделяем его, щелкнув по нему, а затем нажмите на единственную стрелочную кнопку, указывающую направо, чтобы добавить ее в список запрошенных наборов данных. Нажимаем на кнопку с двойной стрелкой переместит все наборы данных в группу в Requested Datasets.

Запрашиваем следующие данные, как показано на рисунке 2.8.

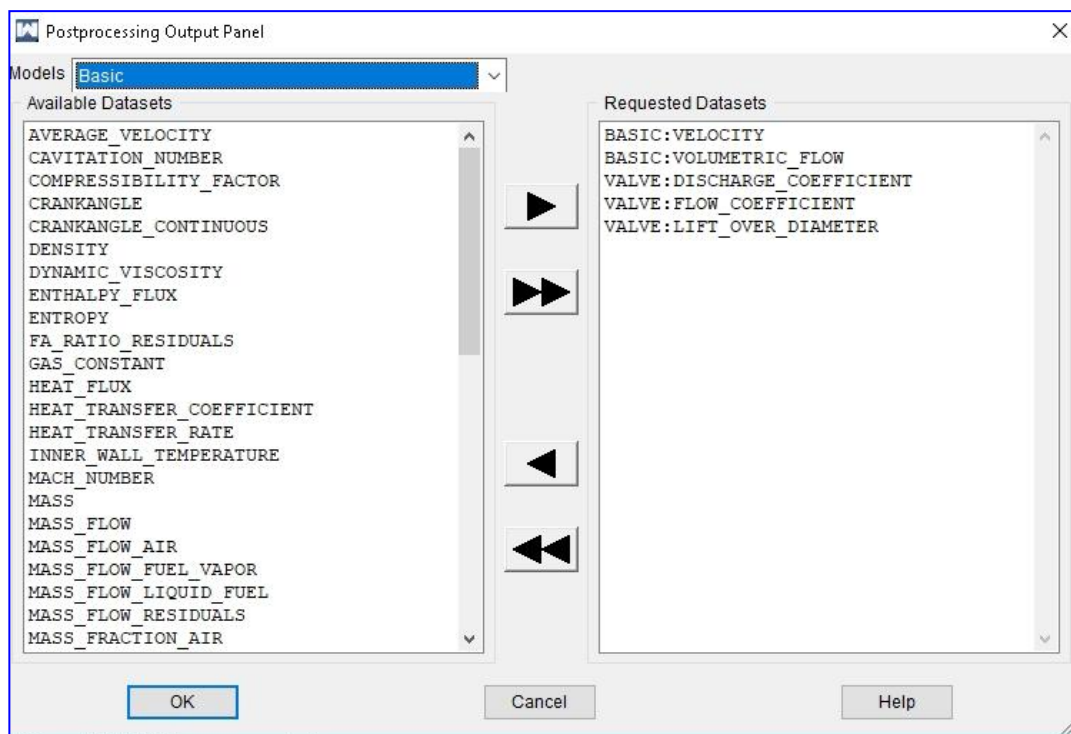



Рисунок 2.8 – Основные данные получаемые при расчете

Запускаем решатель  Wawe.

### 2.2.3 Создание разверток в WavePost

Выходные файлы, созданные WAVE для использования в WavePost (файлы .sum и .wvd) теперь содержат информацию о симуляции для всех шести случаев в модели. Графические графики могут быть созданы в WavePost для иллюстрации изменения выходных значений в диапазоне скоростей модели.

Запускаем WavePost с WaveBuild, щелкнув левой кнопкой мыши по кнопке Launch WavePost  на панели инструментов WaveBuild.

По умолчанию WavePost открывает файл .wps с папкой Time Plots , открывшейся в рамке результатов (Рисунок 2.9).

Все графики, созданные из запросов сюжета в WaveBuild, называются полем Plot Name, как указано в предыдущих шагах. Если этот вход оставлен как AUTO, графики просто называются по типу, поэтому похожие графики из разных случаев будут иметь одно и то же имя. Это может сбивать с толку при попытке выбрать сюжет из определенного случая, поэтому рекомендуется вводить имя участка с помощью константы, которая изменяет значение между случаями, создавая уникальные имена сюжетов в каждом случае.

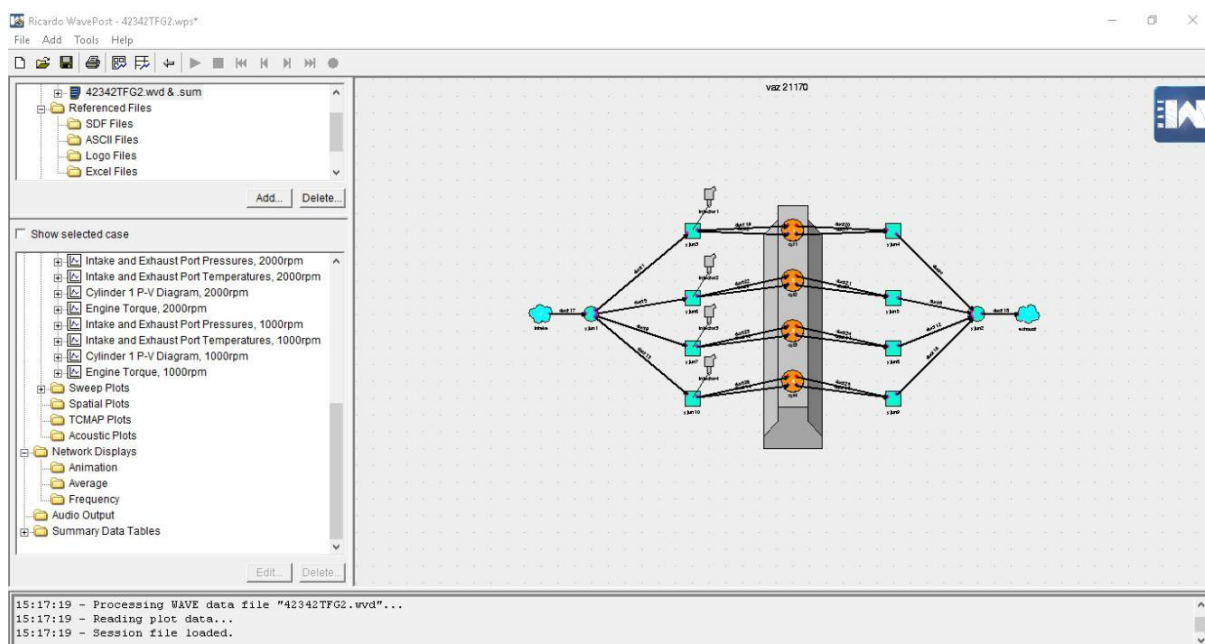


Рисунок 2.9 - Создание разверток

## 2.2.4 Графики и таблицы с результатами

Для того что бы посмотреть график нужно нажать двойным щелчком на выбранный файл в нижнем левом окне графиков. Так же можно запросить усреднённые графики по всем режимам. Графики развертки - это графики усредненных по циклу результатов из всех случаев анализа, используя вывод, найденный в файле .sum. Используя результаты нашего многофакторного анализа, который имитирует двигатель в диапазоне рабочих скоростей от 6000 до 1000 об/мин, мы можем создавать графики любого выходного параметра, найденного в файле .sum (например, крутящий момент, мощность и т. Д.), против скорости двигателя или против любого другого требуемого параметра.

Чтобы создать график развертки, щёлкаем правой кнопкой мыши папку Sweep Plots в рамке графиков и выберите пункты меню Add Sweep Plot> 2D Plot (Рисунок 2.10).

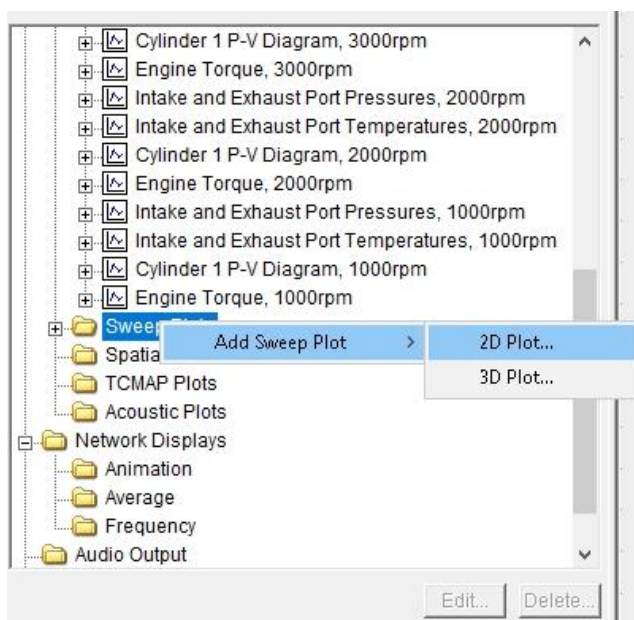


Рисунок 2.10 - Чтобы создать график развертки, щёлкаем правой кнопкой мыши папку Sweep Plots в рамке графиков и выберите пункты меню Add Sweep Plot> 2D Plot

По умолчанию будет создан новый участок развертки с именем Sweep Plot # 1. Сюжет пуст, без отображения данных. Чтобы добавить данные, выбираем раскрывающееся меню Add и затем выберите пункт меню WAVE Data , чтобы открыть панель данных развертки. Он содержит список всех ключевых слов в файле .sum, который соответствует усредненному по циклу цифровому значению. Список, определяющий ключевые слова файла .sum и связанные с ними единицы, доступен в разделе справки WAVE. Выберем bhp для зависимой переменной (Y) и выберите rpm для независимой переменной (X) (Рисунок 2.11). Нажимаем кнопку «ОК» для применения и получаем график (Рисунок 2.12). Так же нажав на элемент правой кнопкой можно запросить графики (рисунок 2.13).

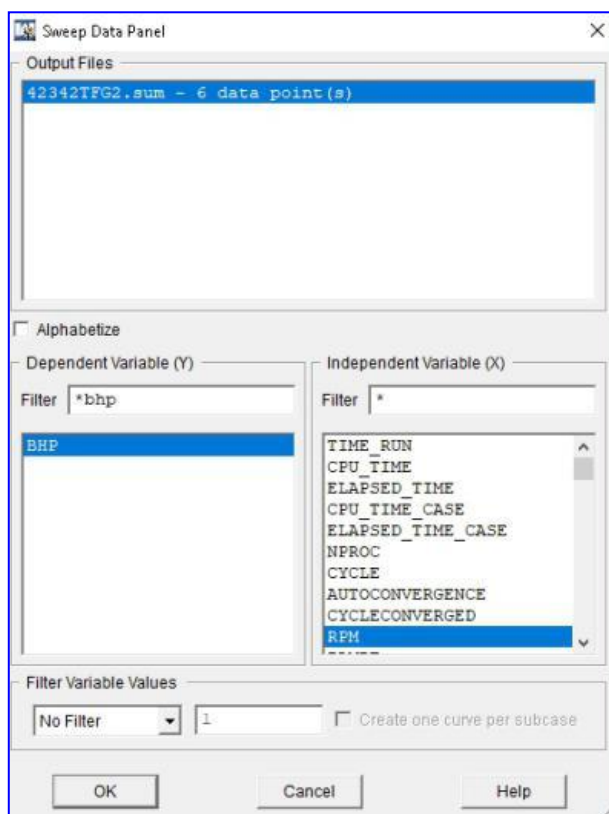


Рисунок 2.11 – Создание графика развертки

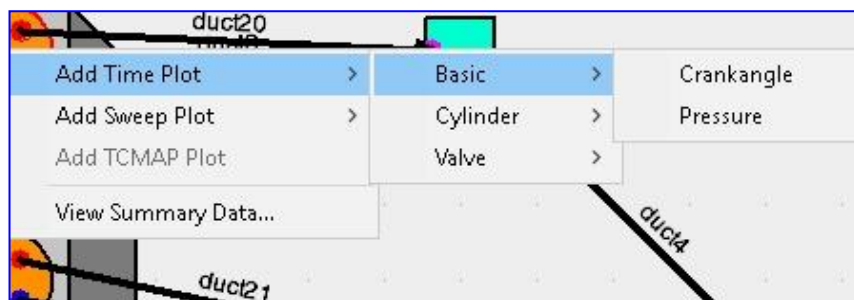


Рисунок 2.12 – Запрос на построение графиков

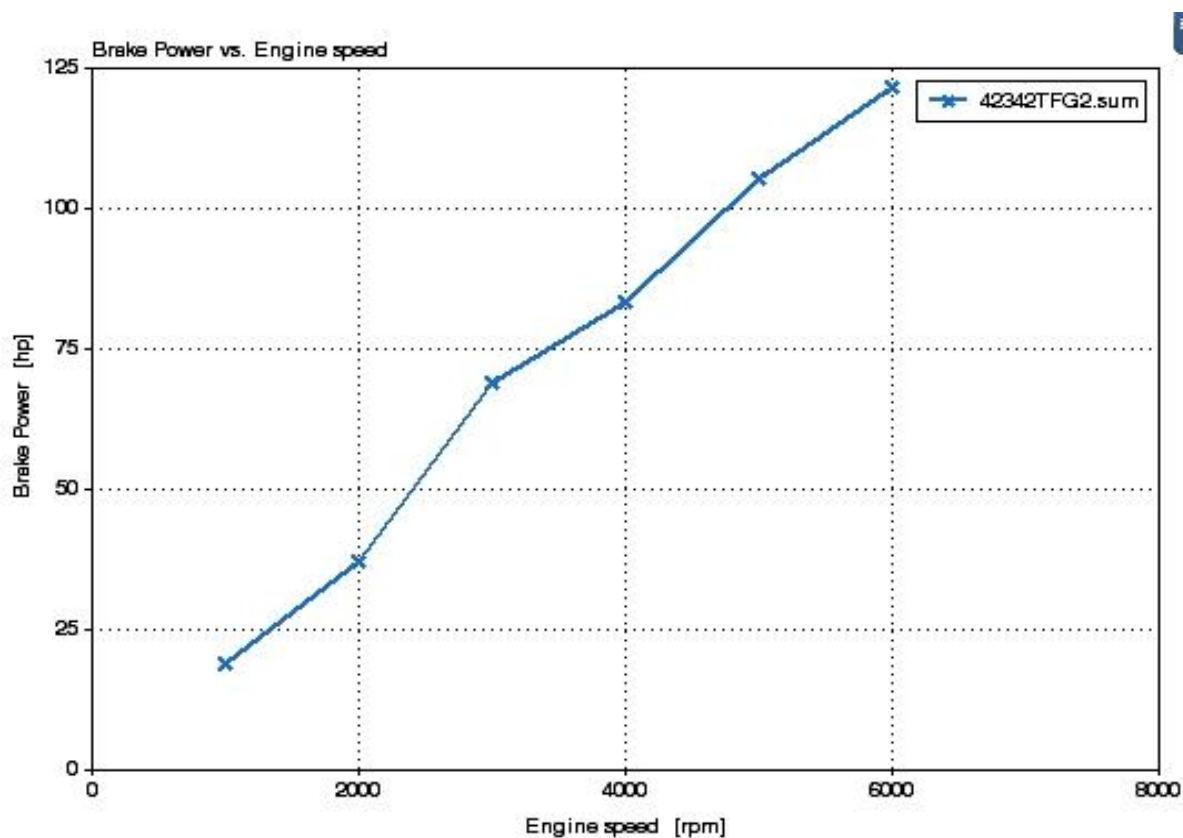


Рисунок 2.13 – Характеристика мощности при изменении частоты вращения.

Результаты расчетов приводятся в таблице 2.1 «Общие результаты расчета двигателя»



Таблица 2.1 – Общие результаты расчета двигателя

| 1  | Engine speed              | rpm       | 6000         | 4999         | 3999         | 2999         | 2000          | 1000          |
|----|---------------------------|-----------|--------------|--------------|--------------|--------------|---------------|---------------|
| 2  | Case                      | -         | 1            | 2            | 3            | 4            | 5             | 6             |
| 3  | Subcase                   | -         | 0            | 0            | 0            | 0            | 0             | 0             |
| 4  | Case title                | -         | 6000rpm      | 5000rpm      | 4000rpm      | 3000rpm      | 2000rpm       | 1000rpm       |
| 5  | Stoichiometric A/F        | -         | 14.0193      | 14.0193      | 14.0193      | 14.0193      | 14.0193       | 14.0193       |
| 6  | Trapped A/F               | -         | 14.7         | 14.7         | 14.7         | 14.7         | 14.7          | 14.7001       |
| 7  | Mass Airflow              | kg/hr     | 317.915      | 270.242      | 212.409      | 176.015      | 97.1311       | 53.5198       |
| 8  | Pseudo-volumetric effici  | kg/hr/rpm | 0.0529859    | 0.0540484    | 0.0531022    | 0.0586718    | 0.0485655     | 0.0535198     |
| 9  | Auxiliary Power           | kW        | 0            | 0            | 0            | 0            | 0             | 0             |
| 10 | BMEP                      | bar       | 10.2176      | 10.6098      | 10.5148      | 11.5923      | 9.32633       | 9.49699       |
| 11 | Brake Power               | kW        | 90.6521      | 78.4429      | 62.1925      | 51.424       | 27.5814       | 14.0431       |
| 12 | Brake specific CO emissi  | g/kW/hr   | 0            | 0            | 0            | 0            | 0             | 0             |
| 13 | BSFC                      | kg/kW/hr  | 0.23857      | 0.234359     | 0.232337     | 0.232845     | 0.239566      | 0.25926       |
| 14 | Brake specific unburned : | g/kW/hr   | 0.114062     | 0.109722     | 0.106925     | 0.209731     | 0.633398      | 5.10553       |
| 15 | Brake specific NO2 emiss: | g/kW/hr   | 0            | 0            | 0            | 0            | 0             | 0             |
| 16 | Charging efficiency       | -         | 0.940227     | 0.955167     | 0.930871     | 1.02516      | 0.838654      | 0.90779       |
| 17 | Delivered efficiency      | -         | 0.940207     | 0.955136     | 0.930834     | 1.02557      | 0.840457      | 0.92556       |
| 18 | Total delivered efficien  | -         | 0.940207     | 0.955136     | 0.930838     | 1.02557      | 0.840455      | 0.925558      |
| 19 | Combined Displacement     | m^3       | 0.00177442   | 0.00177442   | 0.00177442   | 0.00177442   | 0.00177442    | 0.00177442    |
| 20 | Brake thermal engine eff: | %         | 36.1175      | 36.7665      | 37.0866      | 37.0056      | 35.9674       | 33.2352       |
| 21 | EGR                       | -         | 6.49155e-007 | 5.07574e-008 | 4.40226e-006 | 3.70119e-007 | -2.50953e-006 | -1.33141e-006 |
| 22 | FMEP                      | bar       | 1.53377      | 1.36035      | 1.19097      | 1.05089      | 0.837936      | 0.701958      |
| 23 | Friction Energy Loss      | %         | 5.42161      | 4.71405      | 4.20063      | 3.3547       | 3.23154       | 2.45654       |
| 24 | Friction torque           | N*m       | 21.6576      | 19.2087      | 16.817       | 14.839       | 11.832        | 9.91197       |
| 25 | Fuel mass flow            | kg/hr     | 21.6269      | 18.3838      | 14.4496      | 11.9738      | 6.60756       | 3.6408        |
| 26 | Fuel volume flow          | L/hr      | 28.7975      | 24.4791      | 19.2404      | 15.9438      | 8.79834       | 4.84794       |
| 27 | Engine out CO mass flow   | g/s       | 0            | 0            | 0            | 0            | 0             | 0             |
| 28 | GMEP                      | bar       | 11.8802      | 12.0169      | 11.7195      | 12.7875      | 10.2597       | 10.2331       |
| 29 | GMEP from crossing point  | bar       | 11.8441      | 11.9965      | 11.7109      | 12.7861      | 10.2907       | 10.2333       |
| 30 | Engine out unburned fuel  | g/s       | 0.0028722    | 0.0023908    | 0.0018472    | 0.00299589   | 0.00485278    | 0.0199159     |
| 31 | Engine out NO2 mass flow  | g/s       | 0            | 0            | 0            | 0            | 0             | 0             |
| 32 | Heat Transfer Rate        | W         | 31566.8      | 28524.9      | 24505.7      | 22037.2      | 14816.3       | 11375.6       |
| 33 | Heat Transfer Loss        | %         | 12.5768      | 13.3698      | 14.6132      | 15.8583      | 19.3212       | 26.9222       |
| 34 | Indicated Power           | hp        | 139.815      | 118.681      | 92.848       | 75.2123      | 40.3105       | 20.224        |
| 35 | IMEP                      | bar       | 11.7514      | 11.9702      | 11.7058      | 12.6432      | 10.1643       | 10.1989       |
| 36 | ISAC                      | kg/kW/hr  | 3.04926      | 3.05356      | 3.06786      | 3.13832      | 3.23129       | 3.54882       |
| 37 | ISFC                      | kg/kW/hr  | 0.207433     | 0.207725     | 0.208698     | 0.213491     | 0.219816      | 0.241416      |
| 38 | Indicated Torque          | N*m       | 165.935      | 169.024      | 165.291      | 178.527      | 143.524       | 144.014       |
| 39 | Lambda                    | -         | 1.04856      | 1.04856      | 1.04856      | 1.04856      | 1.04856       | 1.04856       |
| 40 | Lower Heating Value       | J/kg      | 4.178e+007   | 4.178e+007   | 4.178e+007   | 4.178e+007   | 4.178e+007    | 4.178e+007    |
| 41 | Reference pressure        | bar       | 1            | 1            | 1            | 1            | 1             | 1             |
| 42 | Exhaust port static pres: | bar       | 1.08804      | 1.10424      | 1.11442      | 1.10329      | 1.02804       | 1.01541       |
| 43 | Trapped equivalence ratio | -         | 0.953693     | 0.953693     | 0.953693     | 0.953692     | 0.953691      | 0.95369       |
| 44 | Intake port static press: | bar       | 0.968963     | 0.978332     | 0.986882     | 0.990178     | 0.994084      | 0.998967      |
| 45 | PMEP                      | bar       | -0.128804    | -0.0467729   | -0.0136809   | -0.144284    | -0.0954226    | -0.0341495    |
| 46 | PMEP from crossing point  | bar       | -0.0927202   | -0.0263302   | -0.00511568  | -0.14296     | -0.126484     | -0.0343845    |
| 47 | CO                        | ppm       | 0            | 0            | 0            | 0            | 0             | 0             |
| 48 | HC                        | ppm       | 61.7629      | 60.4808      | 59.4463      | 116.362      | 341.594       | 2546.75       |
| 49 | NOx                       | ppm       | 0            | 0            | 0            | 0            | 0             | 0             |
| 50 | Pumping torque            | N*m       | -1.81877     | -0.660454    | -0.19318     | -2.03735     | -1.34741      | -0.482207     |
| 51 | Residual gas fraction     | %         | 5.49275      | 6.38651      | 7.96617      | 5.86605      | 5.46556       | 2.73821       |
| 52 | Scavenging efficiency     | -         | 0.945072     | 0.936135     | 0.920338     | 0.941339     | 0.945344      | 0.972618      |
| 53 | Scavenging ratio          | -         | 0.945053     | 0.936105     | 0.920305     | 0.941717     | 0.947374      | 0.991656      |
| 54 | Ambient reference temper: | K         | 298          | 298          | 298          | 298          | 298           | 298           |
| 55 | Exhaust gas temperature   | K         | 1316.38      | 1301.53      | 1275.11      | 1268.42      | 1218.37       | 1099.07       |
| 56 | Intake port gas temperat: | K         | 297.362      | 299.009      | 299.185      | 299.339      | 297.526       | 298.783       |
| 57 | Brake Torque              | N*m       | 144.278      | 149.816      | 148.474      | 163.689      | 131.692       | 134.102       |
| 58 | Trapping ratio            | -         | 1.00002      | 1.00003      | 1.00004      | 0.9996       | 0.997856      | 0.980801      |
| 59 | Trapping ratio (air-only) | -         | 1.00002      | 1.00003      | 1.00004      | 0.9996       | 0.997856      | 0.980801      |
| 60 | Trapped air volumetric e: | -         | 0.854847     | 0.871998     | 0.85674      | 0.946181     | 0.781834      | 0.846865      |
| 61 | Total volumetric efficien | -         | 0.854828     | 0.87197      | 0.856706     | 0.94656      | 0.783514      | 0.863442      |

## ГЛАВА 3 Обзор проведенных экспериментальных исследований влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания бензинового ДВС с промотирующими добавками водорода

### 3.1 Результаты экспериментальных исследований

Абсолютные характеристики режима дросселирования - негативы: низкое давление на ударные, рабочие и выхлопные ходы, цилиндры выхлопных газов с обратным выбросом и даже в системе впуска в фазе перекрытия клапана; увеличение отношения остаточного газа и скорости инерции; поглощение масла в камере сгорания через междоузлий в трубчатых кольцах и направляющих втулках впускных клапанов. Все это ухудшает воспламенение и сгорание и приводит к пропуску зажигания, неполному сгоранию и увеличению концентрации СН в выхлопных газах [1].

При работе с глубоким дросселем присутствует высокая неустойчивость периода горения в течение последовательных периодов, что определяется изменением инерции остаточных газов и, следовательно, реакцией входящего заряда. Обычно периоды с наиболее полным сгоранием следуют за периодами с пропуском зажигания и деградацией горения. Фактический состав смеси действующих веществ нестабилен и изменяется от периода к периоду, что изменяет термодинамические процессы сжатия, сжигания и расширения. Водород реформирует условия сжигания углеводородного топлива, что важно для операций глубокого дросселирования [2, 3, 4].

Одной из интегральных характеристик процесса термодинамики является политропный показатель, который указывает на изменение направления и интенсивности теплового потока [5, 6]. На рисунке 3.1 представлено схематическое изменение политропного показателя и отмеченных основных точек кривой термодинамической системы. Точка 1

указывает начало сжатия на фигуре кривой на кусок, где показатель эквивалентности адиабатического экспоненциального показателя степени сжатия, что приводит к нагреву горючей смеси от стен цилиндров двигателя, которая ухудшается, а тепловой поток становится эквивалентным 0 в точке 1. На кривой от точки 1 до точка 2 - это теплоотвод от сжатия горючей смеси через стенки цилиндров. Пункт 2, где политропные и адиабатические показатели снова совпадают, а количество тепла становится равным количеству тепла, ухудшается через стенки цилиндров [7].

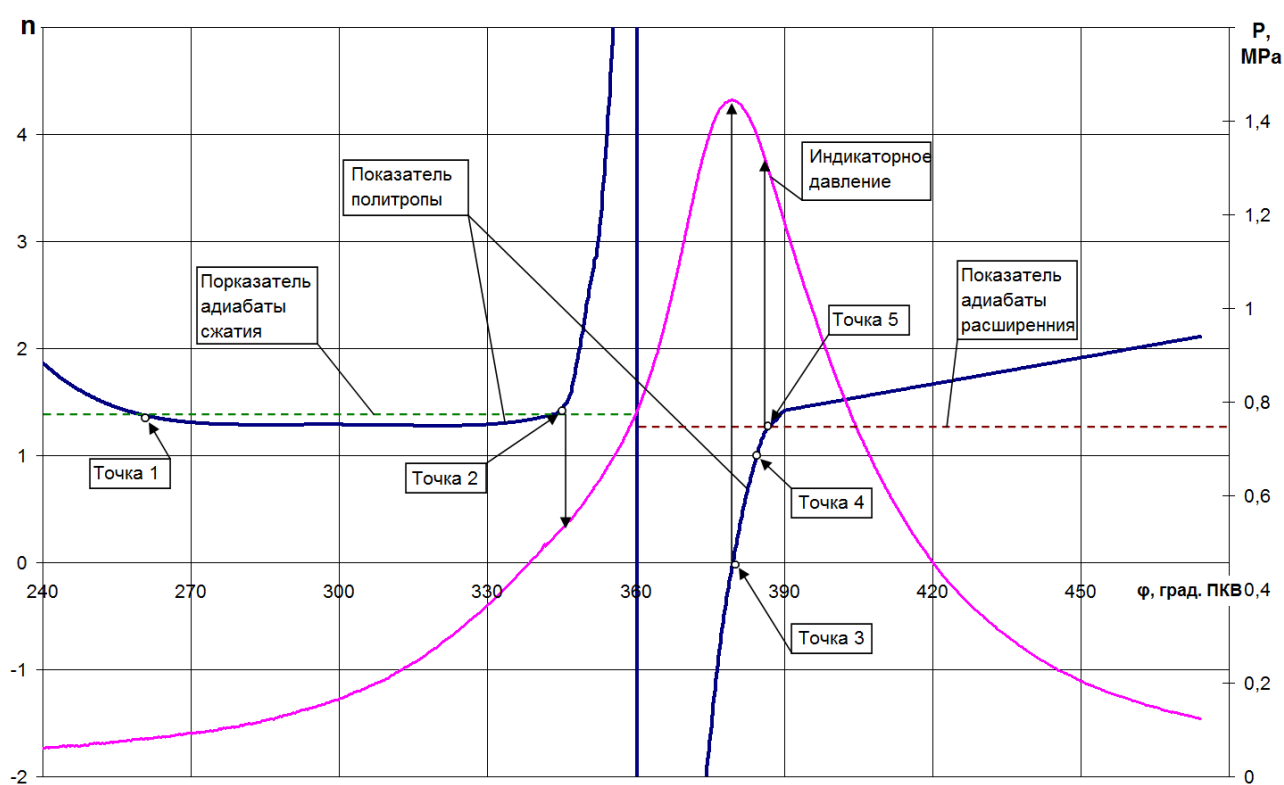


Рисунок 3.1 – Схема изменения показателя политропы действительного цикла ДВС с искровым зажиганием.

На фигуре кривой от точки 2 до верхней мертвой точки (ВМТ) эквивалентный угол поворота 360 градусов; процесс горения на такте сжатия и политропном экспоненте имеет тенденцию к бесконечности, то есть изохорный процесс. На фигуре кривой от ВМТ до точки 3 показатель политропы принимает отрицательное значение, соответствующее активное

тепловыделение на такте расширения. Точка 3, где  $n = 0$ , реагирует на максимальное давление в цилиндре. На фигуре кривой от точки 3 до точки 5 политропный показатель становится равенством адиабатическому показателю, происходит дожигание на такте расширения. В пункте 4 политропный показатель равен одному (изотермический процесс означает, что количество тепла, возвращающегося через стенки цилиндра, равно количеству тепловой мощности). На фигуре кривой из пункта 5 выхлопной режим, описываемый «градуированной» зоной, где заканчивается процедура сжигания, и зона линейного увеличения, где теплоотвод увеличивается из-за площади поверхности охлаждения.

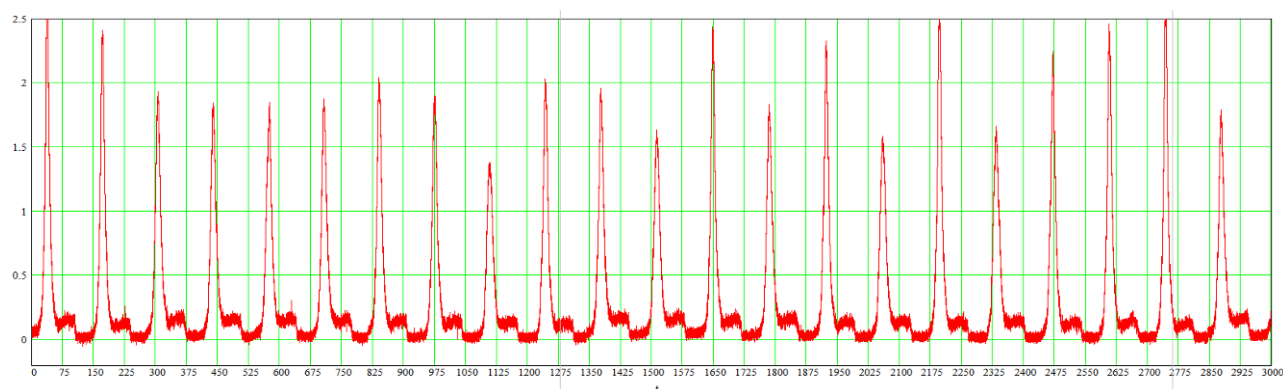
Поэтому изменение интегральных характеристик термодинамического процесса в режиме глубокого дросселирования является актуальным, чтобы показать способность повысить эффективность использования топлива [1, 4, 7, 8].

Полученные данные изменения давления показывают, что в режиме холостого хода происходит неравномерность работы. На рисунке 2 представлен пример записи осциллографа с изменением давления с составом смеси ( $\alpha$ ) 0,988.

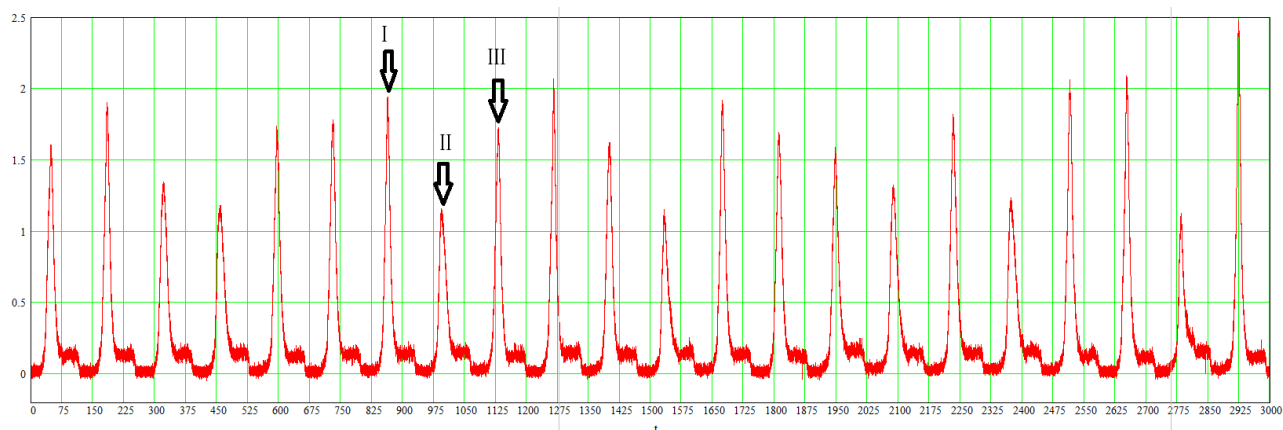
При основной процедуре в режиме холостого хода имеются периоды, которые можно охарактеризовать как периоды пропусков зажигания, идеальное сгорание и частичное горение (рисунок 3.2а). Таким образом, состав конечного газа и состав воздушно-топливной смеси зависят от того, как горел на предыдущем цикле. В работе В.Ф. Каменев [1] состав конечного газа в последовательных циклах не эквивалентен. После первого цикла идеального сгорания конечные газы становятся неактивными, а на следующем цикле они балластируют воздушно-топливную смесь, поэтому происходит частичное сжигание и устойчивый фронт пламени не могут быть созданы. Это означает, что в следующем цикле сгорание будет происходить на всех участках сгорания, но часто, когда за фронтом пламени установлено значительное количество остатков субоксидного сжигания. В следующем

цикле они с конечными газами являются идеальными активирующими агентами, что приводит к идеальному сгоранию.

Водород в качестве добавки к бензину может привести к увеличению стабильного источника образования пламени при воспламенении [9], что приводит к уменьшению пропусков зажигания (рисунок 3.2б).



а)



б)

Рисунок 3.2 – Осциллограммы изменения давления при работе (а) на бензине с  $\alpha=0,99$ ; (б) бензин с 6% водорода,  $\alpha = 0,98$

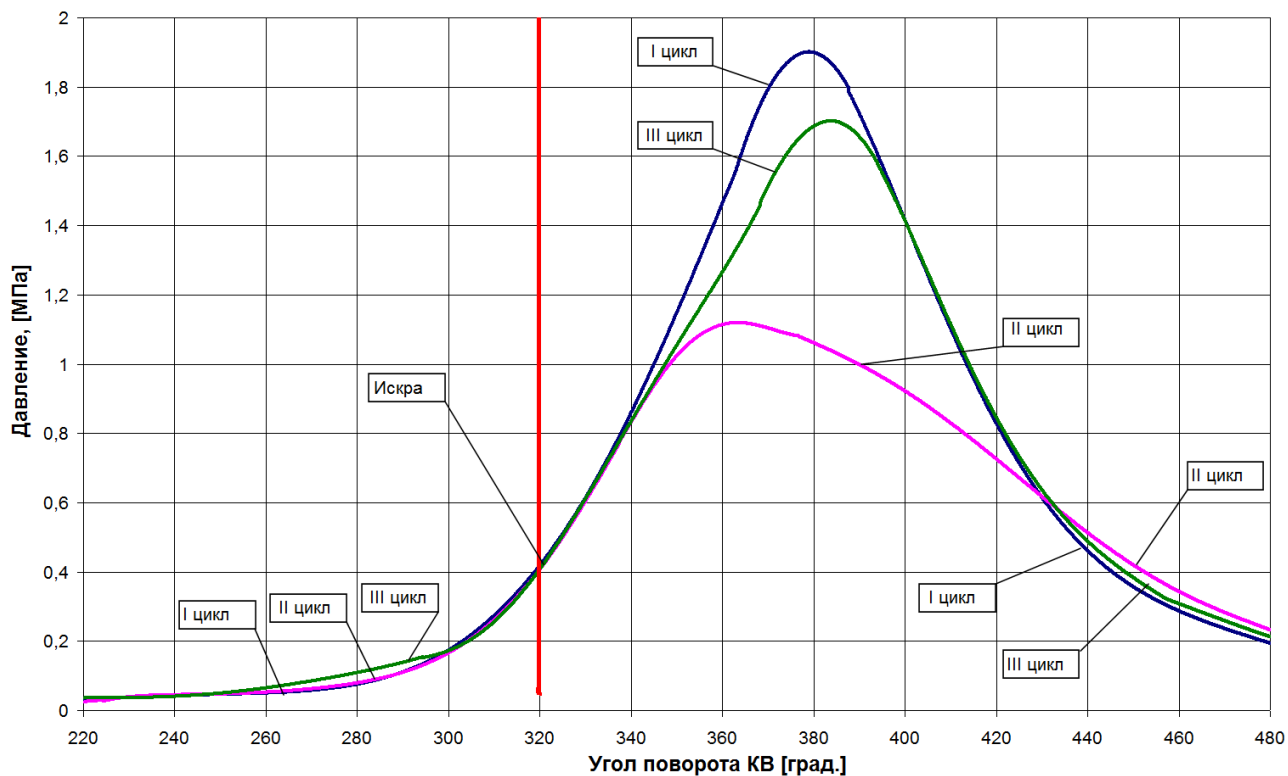
Изменение анизотропии экспоненциального экспонента в течение трех последовательных циклов показывает нам: совершенный цикл горения, чем цикл пропуска зажигания и цикл частичного сгорания, с большим количеством остатков субоксидного сжигания. На рисунке 3.3 приведена зависимость изменения давления (рисунок 3.3а) и политропный показатель в

циклах сжатия, горения и расширения (рисунок 3б) из 3 последовательных циклов на холостом ходу.

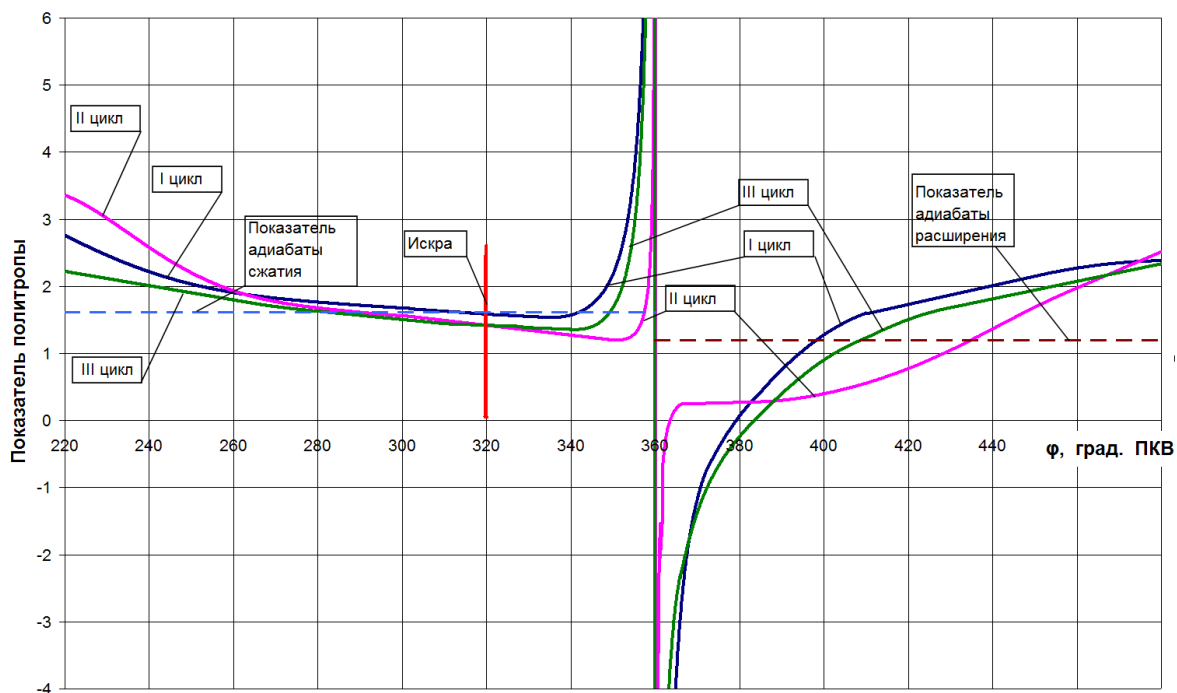
Изменение оценки может быть начато с политропного показателя в начале сжатия (часть от 220 до 250 кривошипного угла), максимум политропного показателя в II цикле, который успешно меняет цикл (идеальное сгорание), что максимизирует использование тепла для процесса сгорания, снижая температуру конечного газа, В III цикле показатель политропы минимален, а это означает, что тепловой поток от стен цилиндра будет намного меньше. Оценочный политропный показатель в основной части сжатия (часть от 250 до 320 кривошипных углов) показывает, что показатель политропы уменьшается во II цикле. В этом цикле конечные газы в основном состоят из идеальных продуктов сгорания, а в I и III концевые газы состоят из продуктов частичного сгорания, что приводит к более высокому показателю политропы. Показатель политропы в среднем составляет от 220 до 320 кривошипного угла следующим образом: в I цикле 2,066; в II цикле 2,205; в III цикле 1,894. Примечательно, что в последовательном цикле I цикла с частичными газами сгорания конечные газы состоят из более легких атомов, чем в III цикле после пропусков зажигания во II цикле. Это позволяет ускорить процесс установки фронта пламени, что указывает на быстрое увеличение показателя политропы после зажигания.

Анализ изменения политропного экспоненциального состояния в конце цикла сжигания и при расширении во втором цикле с пропуском пропускания длинной зоны показывает значения, меньшие 1. Это означает, что процесс сжигания с низкой интенсивностью и в процессе I-III цикла заканчивается быстрее, а величина политропного показателя показывает полноту процесса горения. В I цикле имеется теплоотвод в стенках цилиндров, а в третьем цикле представлен еще частичный продукт сгорания, который уменьшает экспоненту политропы. Средние значения политропного

показателя при разложении на части от 400 до 480 кривошипного угла следующим образом: в I цикле 1,713; в II цикле 1,548; в III цикле 1,635.



а)



б)

Рисунок 3.3 – Оценка изменения давления (а) и показателя политропы (б) в процессе сжатия, сгорания и расширения трех последовательных циклов на режиме холостого хода.

## Глава 4 Оценка влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания бензинового ДВС

### 4.1 Оценка влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания бензинового ДВС

На рисунке 4.1 представлены результаты экспериментальных исследований средней скорости распространения фронта пламени в основной фазе сгорания. На рисунках 4.2 и 4.3 приняты следующие обозначения: 5,9 и 7 степени сжатия; 600 и 900 частоты вращения; 16, 21 и 25 ВТДС; 0, 3 и 5 доли добавляемого водорода в процентах от массы топлива. Из рисунка 4.1 можно видеть, что добавка водорода повышает среднюю скорость распространения фронта пламени в основной фазе сгорания. Характер влияния добавки водорода зависит от изменения частоты вращения. А влияние степени сжатия компенсируется увеличением угла опережения зажигания, что увеличивает динамику тепловыделения во II фазе сгорания.

В работе представлены модели для расчета средней скорости распространения фронта пламени, полученные по результатам экспериментальных исследований. Экспериментальные исследования проводились на одноцилиндровой бензиновой установке УИТ-85 с добавками водорода до 6% от массы топлива. Показано влияние добавки водорода на среднюю скорость распространения фронта пламени в основной фазе сгорания. Получены зависимости турбулентной скорости распространения фронта пламени во второй фазе сгорания от состава смеси и режимов работы. Показано влияние нормальной скорости сгорания на среднюю скорость распространения пламени в третьей фазе сгорания.



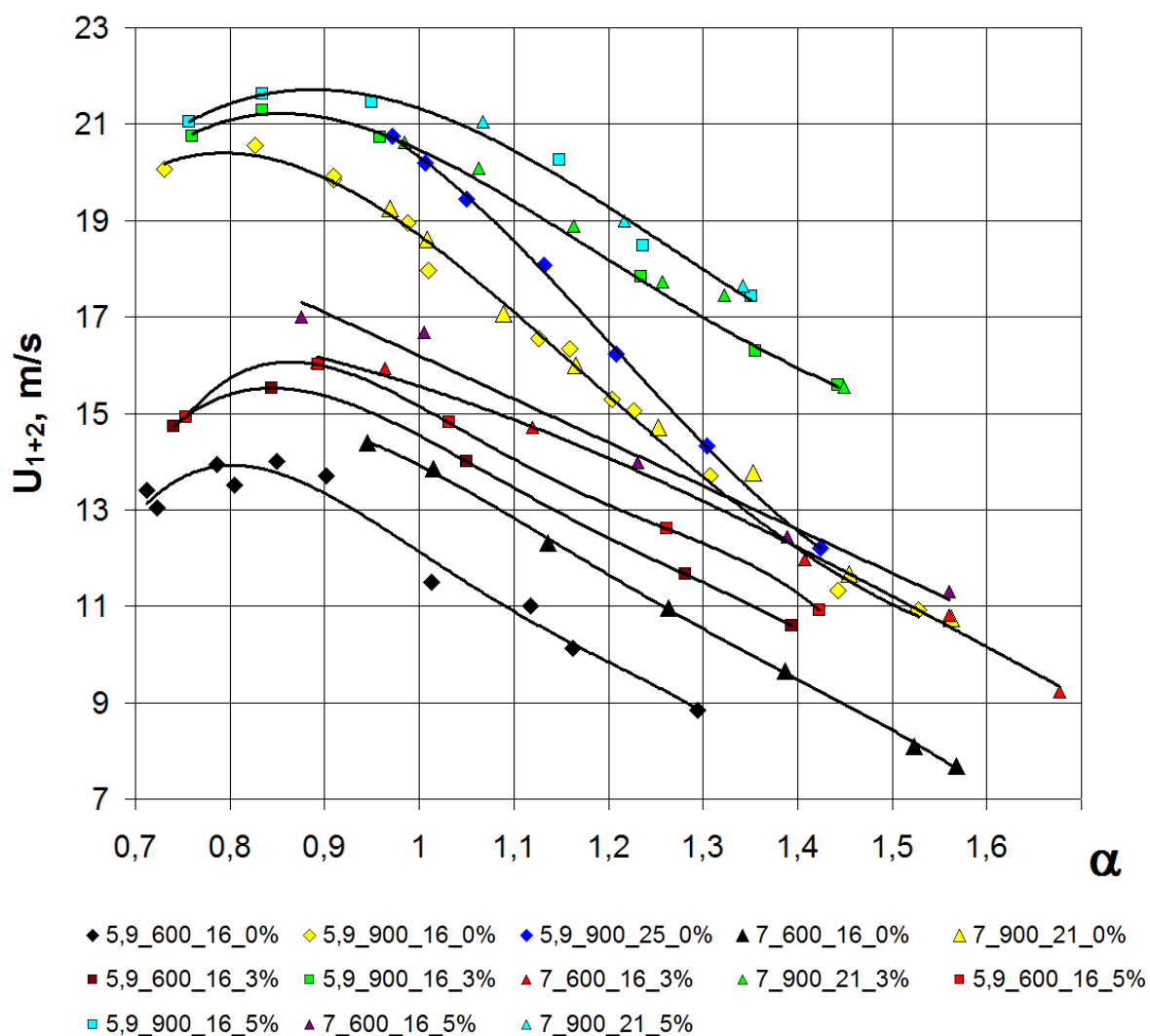
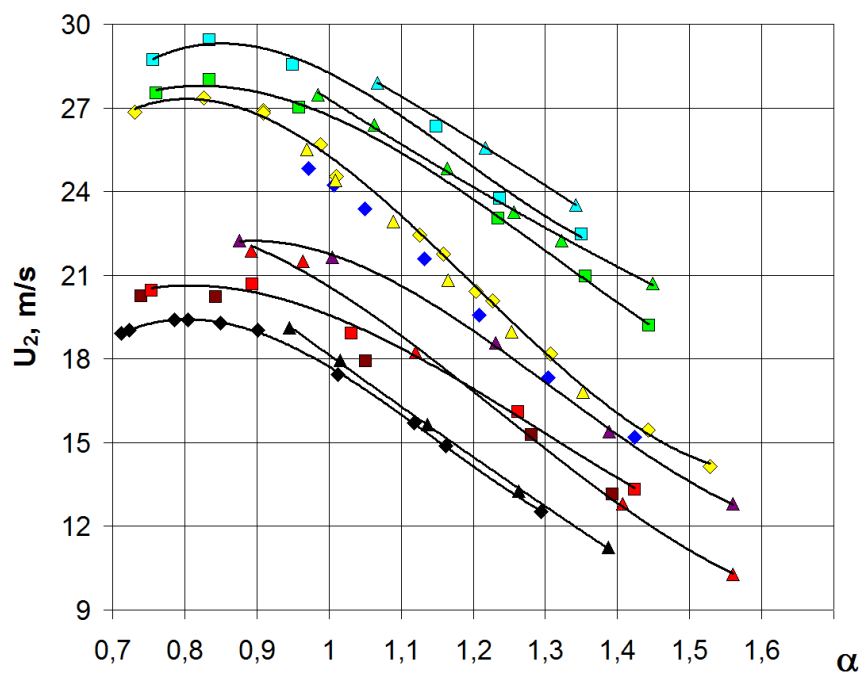
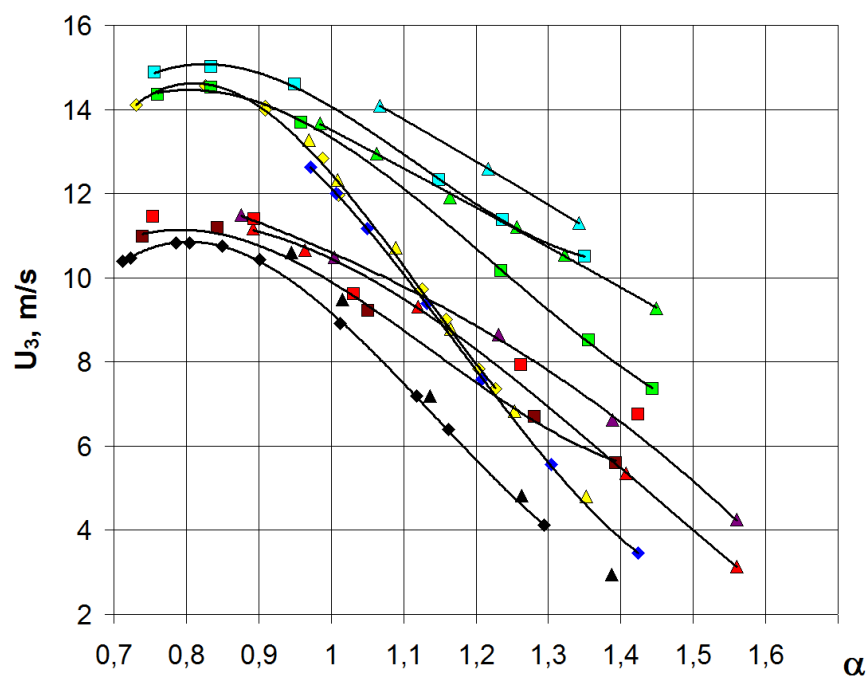


Рисунок 4.1 – Влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на среднюю скорость распространения фронта пламени в основной фазе сгорания

На рисунке 4.2а представлено влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на турбулентную скорость распространения фронта пламени во 2-й фазе сгорания. Из рисунка видно, что происходит увеличение средней скорости распространения фронта пламени во 2-й фазе сгорания для всех исследуемых составов смеси и режимов работы двигателя. В тоже время следует отметить, что при увеличении доли водорода снижается зависимость средней скорости распространения фронта пламени во 2-й фазе сгорания от коэффициента избытка воздуха.



а)



б)

- ◆ 5,9\_600\_16\_0%    ◇ 5,9\_900\_16\_0%    ◆ 5,9\_900\_25\_0%    ▲ 7\_600\_16\_0%    ▲ 7\_900\_21\_0%
- 5,9\_600\_16\_3%    ■ 5,9\_900\_16\_3%    ▲ 7\_600\_16\_3%    ▲ 7\_900\_21\_3%    ■ 5,9\_600\_16\_5%
- 5,9\_900\_16\_5%    ▲ 7\_600\_16\_5%    ▲ 7\_900\_21\_5%

Рисунок 4.2 – Влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на скорость распространения фронта пламени: (а) во 2-й фазе сгорания; (б) в 3-й фазе сгорания

Это отражает тот факт, что с увеличением нормальной скорости сгорания, фронт пламени стремится стать тоньше и скорость его распространения всё больше зависит от скорости вовлечения свежей смеси, которая определяется турбулентностью потока. Рассматривая рисунок 4.2а, можно отметить, что добавка 3 и 5% водорода приводит к примерно одинаковому повышению скорости распространения фронта пламени между датчиками ионизации.

Из полученных результатов видно, что основное влияние добавка водорода оказывает на продолжительность 3-ей фазы сгорания, которая является определяющей при работе на бедных смесях, на токсичность по несгоревшим углеводородам и до настоящего времени её исследованием пренебрегали. В тоже время многими исследователями показано, что на процесс сгорания при мелкомасштабной турбулентности значительное влияние оказывает нормальная скорость сгорания с учетом турбулентной диффузии молекул смеси. Поэтому приведем известные расчетные модели для определения нормальной скорости распространения фронта пламени при температуре и давлении соответствующих моменту появления сигнала на центральном датчике ионизации.

Из существующих моделей для расчета ламинарной скорости распространения фронта пламени выберем модель определения ламинарной скорости распространения фронта пламени для смесей бензина, представленную в работе Хейвуда [9]:

$$U_L = U_{0L} \cdot \left( \frac{T'_u}{T_0} \right)^{\alpha_r} \cdot \left( \frac{P_u}{P_0} \right)^{\beta_p}, \quad (1)$$

где  $U_{0L}$  – нормальная скорость сгорания бензина при  $T_0 = 298$  К и  $P_0 = 0.1$  МПа:

$$U_{0L} = 30.5 - 54.9 \cdot \left( \alpha - 1.21 \right)^2, \text{ см/с};$$

$T'_u$  и  $P_u$  – температура и давление для которых проводится расчет;

$\alpha_t$  и  $\beta_p$  – это степенные коэффициенты функции, зависящие от коэффициента избытка воздуха:

$$\alpha_t = 2.18 - 0.8 \cdot (\varphi - 1)^{-1},$$

$$\beta_p = -0.16 + 0.22 \cdot (\varphi - 1)^{-1}.$$

По условиям проводимых исследований, в ДВС происходит сгорание бензина с добавкой водорода до 6%. Определим ламинарную скорость распространения фронта пламени для водородовоздушной смеси. Для этого примем модель Юджима и Такено, приведенную в [6]:

$$U_{LH_2} = U_{0LH_2} \cdot \left( \frac{T'_u}{T_0} \right)^{\alpha_{t(H_2)}} \cdot \left( \frac{P_u}{P_0} \right)^{\beta_{p(H_2)}}, \quad (2)$$

где  $U_{0LH_2}$  – нормальная скорость сгорания водорода при  $T_0 = 291$  К;  $P_0 = 0.1$  МПа [9]:

$$U_{0LH_2} = 2.98 - (\varphi - 1.70)^{-2} + 0.32 \cdot (\varphi - 1.70)^{-3}, \text{ м/с};$$

$T'_u$  и  $P_u$  – температура и давление для которых проводится расчет;

$\alpha_{t(H_2)}$  и  $\beta_{p(H_2)}$  – это степенные коэффициенты функции, зависящие от коэффициента избытка воздуха:

$$\alpha_{t(H_2)} = 1.54 + 0.026 \cdot (\varphi - 1)^{-1},$$

$$\beta_{p(H_2)} = 0.43 + 0.003 \cdot (\varphi - 1)^{-1}.$$

Текущее давление определяется из индикаторной диаграммы давления, а текущая температура по уравнению состояния реального газа с учетом сжимаемости.

В результате проведенного математического анализа, получены модели для расчета скорости распространения фронта пламени в 3-й фазе сгорания:

- при работе на бензине:

$$U_3 = \left[ \left( \frac{V_\theta}{V_a} \right) \cdot \sqrt{U_{mps} \cdot U_L} + U_{mps} \right] \cdot \left( \frac{V_\theta}{V_a} \right)^{\left( 1.9 \cdot \alpha^2 - 3.1 \cdot \alpha + 0.6 \right)}; \quad (3)$$

– при работе на бензине с добавками водорода:

$$U_3 = \left[ \left( \frac{V_\theta}{V_a} \right) \cdot \sqrt{U_{mps} \cdot (U_L \cdot (1 - \Delta H) + U_{LH_2} \cdot \Delta H)} + U_{mps} \cdot \left( 1 + \alpha \cdot \left( \frac{H_\Sigma}{H_f} - 1 \right) \right) \right] \cdot \left( \frac{V_\theta}{V_a} \right)^{\left( 1.9 \cdot \alpha^2 - 3.1 \cdot \alpha + 0.6 + 2 \cdot \Delta H \right)}; \quad (4)$$

где  $V_\theta$  – объем камеры в момент подачи искры, л;

$V_a$  – полный объем цилиндра, л;

$U_{mps}$  – средняя скорость поршня, м/с;

$U_L$  – нормальная скорость распространения пламени изооктана в третьей фазе сгорания, м/с;

$\Delta H$  – доля добавки водорода по массе топлива;

$U_{LH_2}$  – нормальная скорость распространения пламени водорода в третьей фазе сгорания, м/с;

$\alpha$  – коэффициент избытка воздуха;

$\varepsilon$  – степень сжатия;

$H_\Sigma = \frac{0,145 \cdot (1 - \Delta H) + \Delta H}{\left( \frac{1}{\varepsilon} - \Delta H \right) \cdot l_{0gasoline} \cdot \alpha + \left( \frac{1}{\varepsilon} - \Delta H \right) \cdot l_{0H_2} \cdot \Delta H + \Delta H}$  – суммарная массовая доля

водорода в топливно-воздушной смеси;

$H_f = \frac{0,145}{1 + l_{0gasoline} \cdot \alpha}$  – массовая доля водорода в бензовоздушной смеси;

$l_{0gasoline}$  и  $l_{0H_2}$  – теоретически необходимое количество воздуха в кг для полного сгорания 1 кг бензина и водорода соответственно.

Анализ результатов исследований особенностей распространения фронта пламени при добавке водорода в ТВС позволил установить математические зависимости средних скоростей распространения фронта

пламени во второй и основной фазах сгорания от скорости распространения фронта пламени в 3-й фазе и условий работы двигателя.

Анализ результатов экспериментов показал, что пламя в основной фазе сгорания распространяется по турбулентному механизму. Поэтому за базовую модель расчета средней скорости распространения фронта пламени в основной фазе сгорания, была выбрана формула Дамкелера – Карловица (5) [11]:

$$U_T = U_L \cdot \left( 1 + \sqrt{\frac{2u'}{U_L} \cdot \left[ 1 - \frac{U_L}{u'} \cdot \left( 1 - e^{-\frac{u'}{U_L}} \right) \right]} \right), \quad (5)$$

где  $U_T$  – турбулентная скорость распространения фронта пламени;

$U_L$  – ламинарная скорость распространения фронта пламени;

$u'$  – турбулентность потока.

В ней вместо значения ламинарной скорости распространения фронта пламени использовалась средняя скорость распространения фронта пламени в III фазе сгорания (3, 4), где сгорание протекает при воздействии мелкомасштабной турбулентности, что близко по характеру к ламинарному сгоранию [2, 5, 7, 12]. Скорость турбулентных пульсаций выразили через среднюю скорость поршня, т.к. турбулентность потока пропорциональна числу оборотов [5]:

$$U_{mps} = S \cdot n / 30,$$

где  $S$  – ход поршня;

$n$  – частота вращения двигателя.

Получена модель для расчета средней скорости распространения фронта пламени в основной фазе сгорания:

$$U_{1+2} = U_{\text{mps}} \cdot \left( \frac{V_{\theta}}{V_a} \right)^{-0.325} + U_3 \cdot \left( 1 + \sqrt{\frac{2 \cdot U_{\text{mps}}}{U_3} - 2 \cdot \left( 1 - e^{-\frac{U_{\text{mps}}}{U_3}} \right)} \right). \quad (6)$$

Средняя скорость во второй фазе сгорания определялась

Получена модель, учитывающая влияние физико-химических свойств смеси и влияние режимных параметров работы двигателя на скорость распространения фронта пламени во 2-ой фазе сгорания:

$$U_2 = U_{\text{mps}} \cdot \left[ \left( \frac{H_{\Sigma}}{H_f} - 1 \right) + \left( \frac{V_{\theta}}{V_a} \right)^{-0.5526} \right] + U_3 \cdot \left( 1 + \sqrt{\frac{2 \cdot U_{\text{mps}}}{U_3} - 2 \cdot \left( 1 - e^{-\frac{U_{\text{mps}}}{U_3}} \right)} \right). \quad (7)$$

Полученные модели имеют хорошую сходимость (расхождение с результатами экспериментов не превышает 5%) в следующих диапазонах работы одноцилиндровой установки УИТ-85:

- частота вращения  $n = 600$  и  $n = 900$  мин<sup>-1</sup>;
- угол опережения зажигания от 9 до 29°ПКВ;
- коэффициент избытка воздуха от 0,7 до 1,5.

Полученные математические модели для определения средних скоростей распространения фронта пламени в различных фазах сгорания позволяют определить влияние параметров работы бензинового двигателя и влияние водорода на скорость тепловыделения. Это необходимо при проектировании бензиновых двигателей с улучшенными экологическими показателями за счет добавки водорода. Известно, что концентрация  $NO_x$  в отработавших газах во многом определяются температурой продуктов сгорания и скоростью понижения температуры при расширении, а  $CH$  определяются площадью замороженного у стенки слоя при соответствующих температуре и давлении, которые определяются средней скоростью распространения фронта пламени во 2-й и 3-й фазах сгорания.

#### 4.2 Оценка влияния добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени в условиях забалластированной остаточными газами

Распространение пламени в условиях ДВС на режиме холостого хода, который является наиболее забалластированным режимом работы, происходит при значительной неравномерности рабочего процесса, что затрудняет поиск оптимальных условий сгорания и оценки скорости сгорания.

Так на рисунках 4.3 - 4.7 представлены основные результаты по оценке скорости распространения фронта пламени в условиях забалластированного сгорания в поршневом ДВС

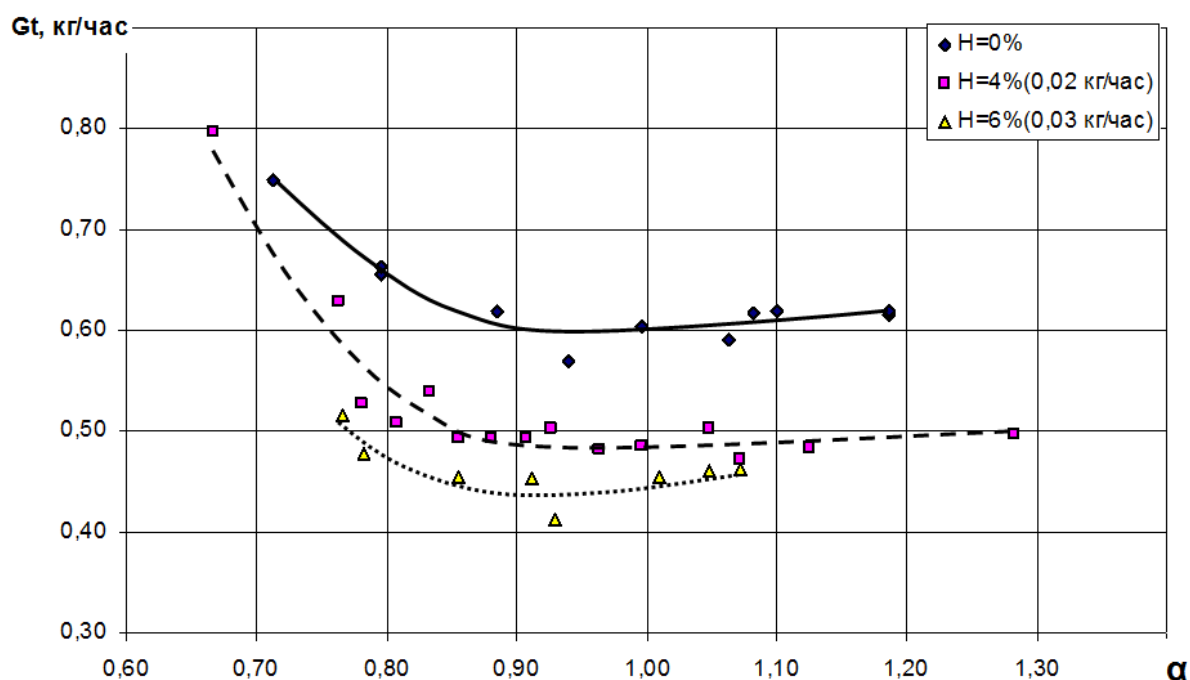


Рисунок 4.3 – Регулировочная характеристика изменения расхода топлива на режиме холостого хода по составу смеси,  $n=880 \text{ мин}^{-1}$



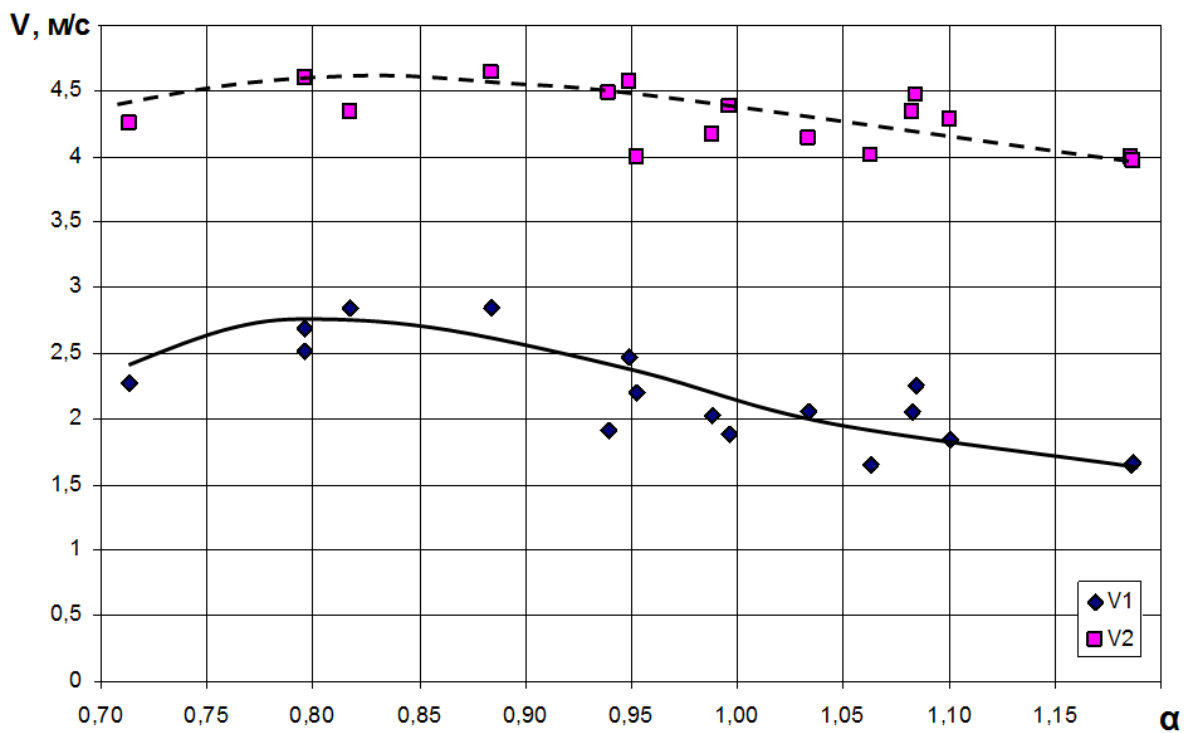


Рисунок 4.4 – Зависимость средней скорости распространения фронта пламени от состава смеси при работе на бензине, для участков от свечи зажигания до первого электрода – V1 и до второго электрода V2.

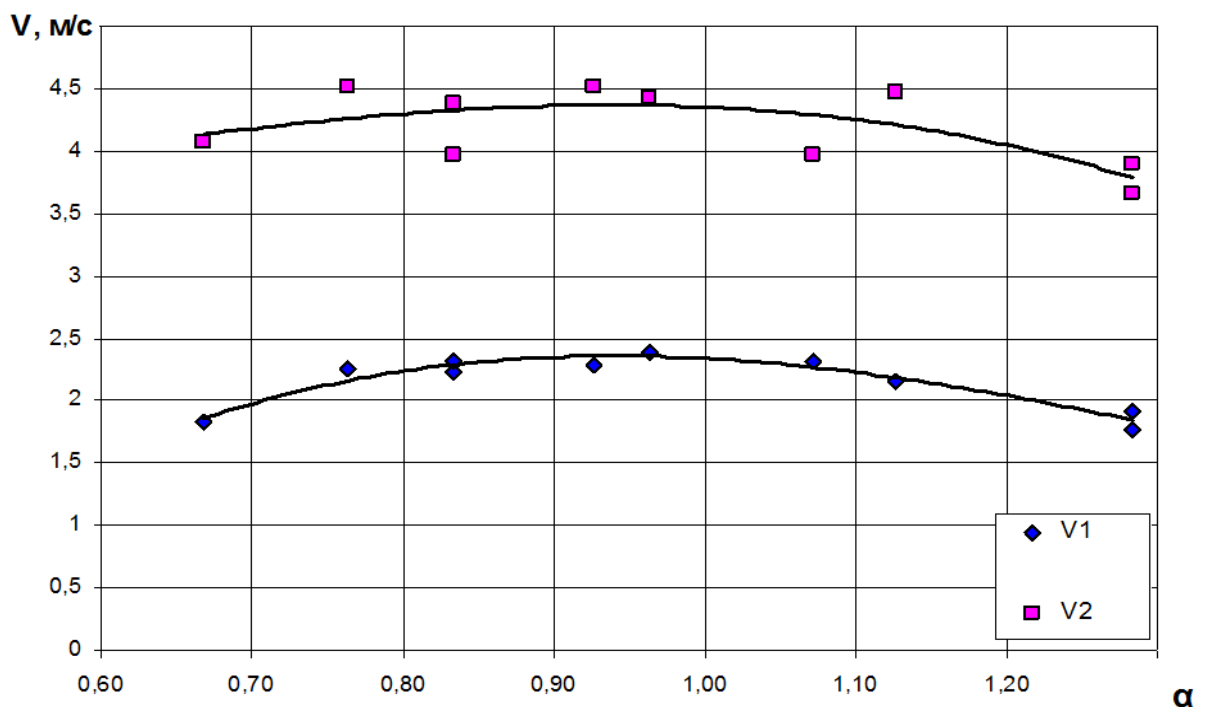


Рисунок 4.5 – Зависимость средней скорости распространения фронта пламени от состава смеси при работе на бензине с добавкой 4% (0,02 кг/час) водорода для участков от свечи зажигания до первого электрода – V1 и до второго электрода V2.

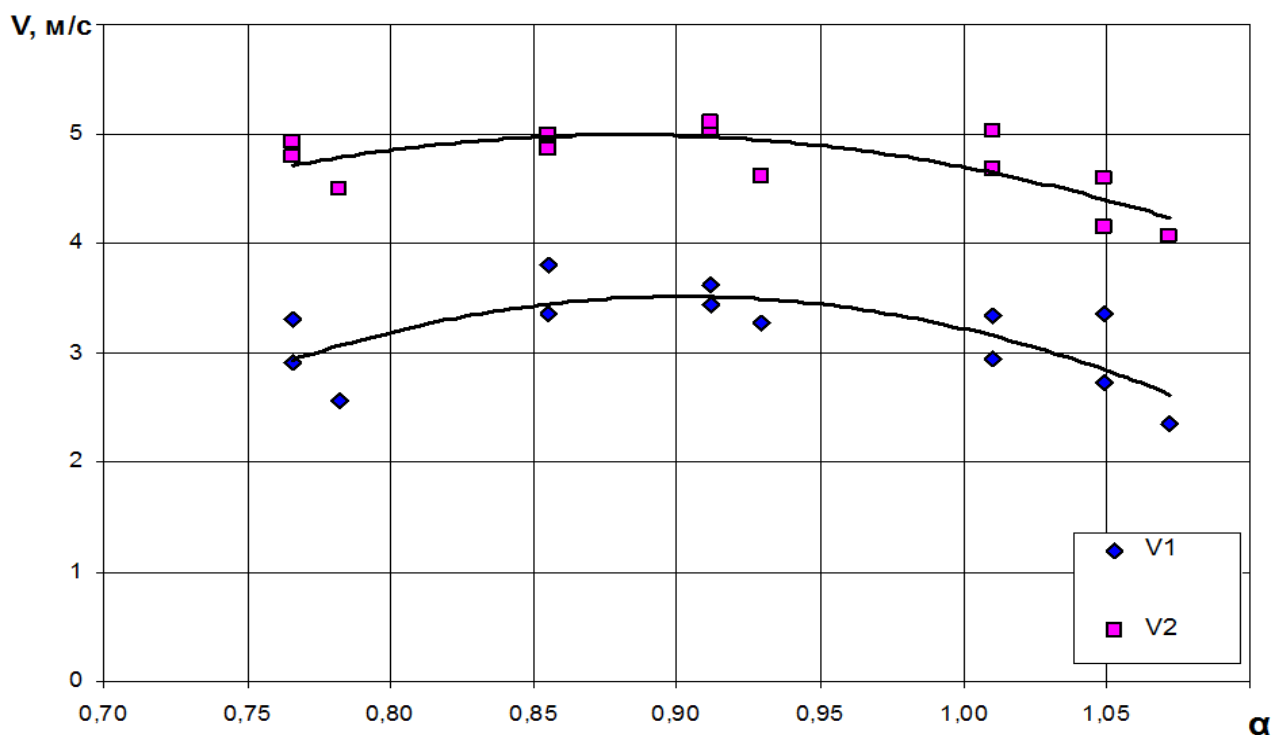


Рисунок 4.6 – Средняя скорость распространения фронта пламени бензовоздушной смеси с добавкой 6% (0,03 кг/час) водорода на участке от свечи зажигания, до первого электрода – V1 и до второго электрода V2.

#### 4.3 Оценка скорости сгорания в условиях ДВС забалластированной остаточными газами

На рисунках 4.7, 4.8 и 4.9 представлены осциллограммы индикаторного давления для стехиометрического состава смеси, на которых отмечены, в качестве примера, по три последовательных цикла для дальнейшей оценки. На остальных режимах работы аналогично проведен выбор рассматриваемых циклов.

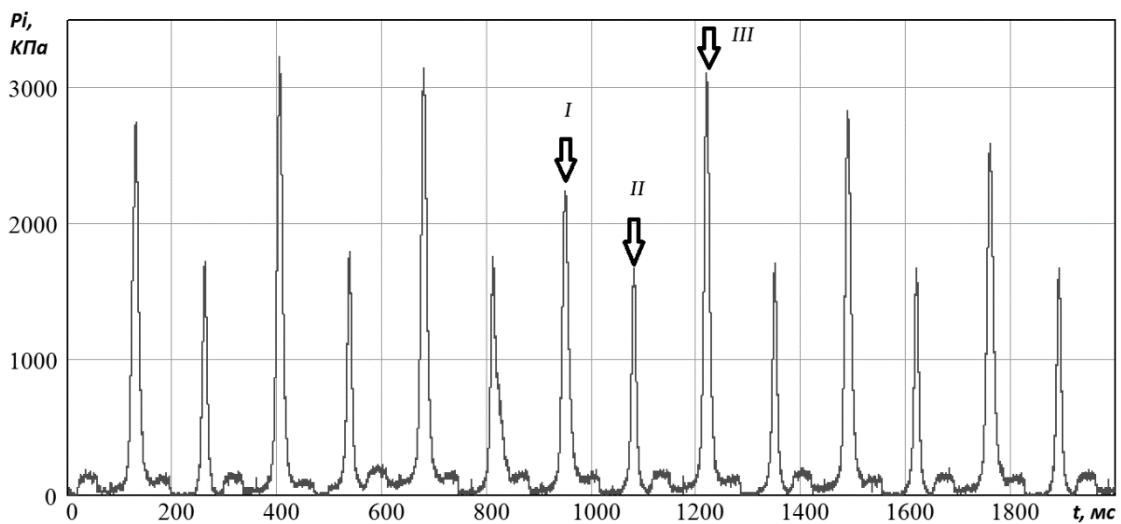


Рисунок 4.7 – Осциллограмма давления на режиме холостого хода при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1$

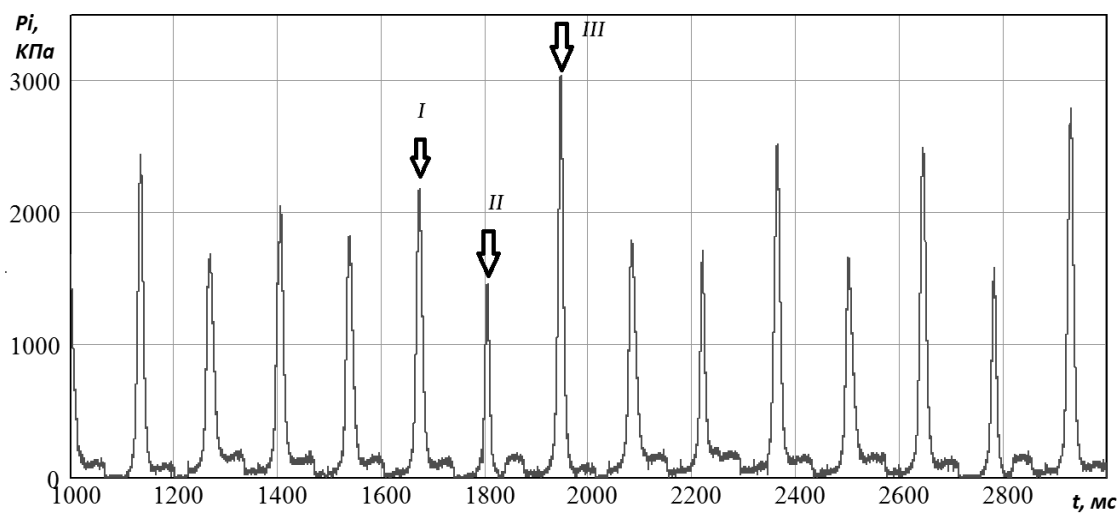


Рисунок 4.8 – Осциллограмма давления на режиме холостого хода с добавкой 0,02 кг/ч водорода при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1$

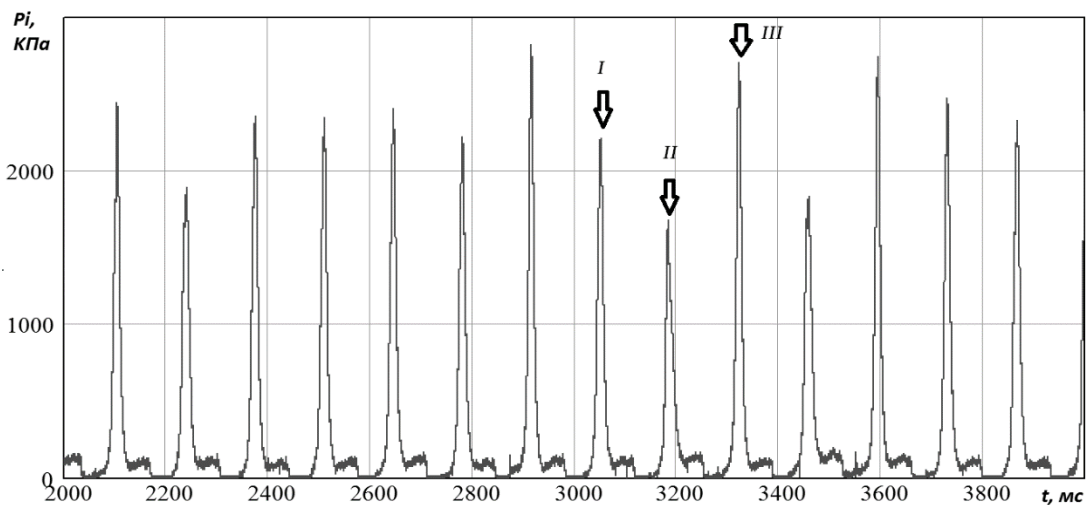


Рисунок 4.8 – Осциллограмма давления на режиме холостого хода с добавкой 0,03 кг/ч водорода при коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 1,02$

Представленные на рисунках 4.7 – 4.8 примеры осциллограмм давления, являются характерными для рассматриваемых составов смеси и режимов работы двигателя. Видно, что при работе на бензине, для всех коэффициентов избытка воздуха, характерно наличие большого числа пропусков зажигания, как правило один пропуск, а в следующем за ним цикле уже полное сгорание. При работе на бензине с добавкой 0,02 кг/ч водорода наблюдается подобная картина, но в большинстве случаев мы видим после полного сгорания уже не пропуск зажигания, который можно характеризовать, как отсутствие повышения давления над компрессорной линией, а некоторое повышение давления от начала процесса сгорания, связанное с последующим затуханием пламени. Но уже при добавке 0,03 кг/ч водорода мы можем констатировать полное отсутствие чистых пропусков зажигания, имеются лишь циклы с разной полнотой сгорания топлива.

В результате проведенных стендовых испытаний по оценке влияния состава газового топлива на параметры тепловыделения в двигателе ВАЗ-2111, получены следующие регулировочные параметры его работы, которые приведены на рисунках 4.9 и 4.10. На рисунке 4.9 приведена характеристика изменения часового расхода воздуха при варьированием составом смеси и соответствующая характеристика расхода бензина при работе на бензине и на бензине с добавкой водорода 0,02 и 0,03 кг/ч. Оценивая влияние состава смеси на эффективность работы двигателя следует отметить, что для бензина и для бензина с добавкой водорода 0,02 кг/ч характерен примерно постоянный расход природного газа в зоне бедных смесей, начиная со стехиометрического состава. А для бензина с добавкой водорода 0,03 кг/ч наблюдается некоторое снижение расхода бензина при обеднении смеси, что характеризуется большей стабильностью процесса сгорания, меньшим количеством пропусков зажигания или циклов с неполным сгоранием. Количество подведенной энергии с топливом определяли, как произведение низшей теплотворной способности топлива (бензине 44 МДж/кг, водорода 120 МДж/кг) на часовой расход. Рассматривая график изменения расхода

воздуха, видно, что с обогащением смеси более 0,85 по коэффициенту избытка воздуха, наблюдается увеличение расходных характеристик, что связано с ухудшением условий протекания процесса сгорания и увеличением количества циклов с пропуском зажигания и неполным сгоранием топлива. При снятии регулировочной характеристики по составу смеси на режиме холостого хода изменялись характеристики дросселирования и оптимальный по расходу бензина угол опережения зажигания, которые приведены на рисунке 4.10. Оценивая изменение разряжения за дроссельной заслонкой при изменении состава смеси, можно отметить, что при работе на бензине наблюдается меньшее разряжение, что связано с большим открытием дроссельной заслонки. Оптимальный по расходу бензина угол опережения зажигания ( $\Theta$ ) в зоне бедных смесей уменьшается при увеличении количества водорода в топливе, а в зоне богатых смесей влияние водорода на изменение оптимального угла опережения зажигания заметно уменьшается.

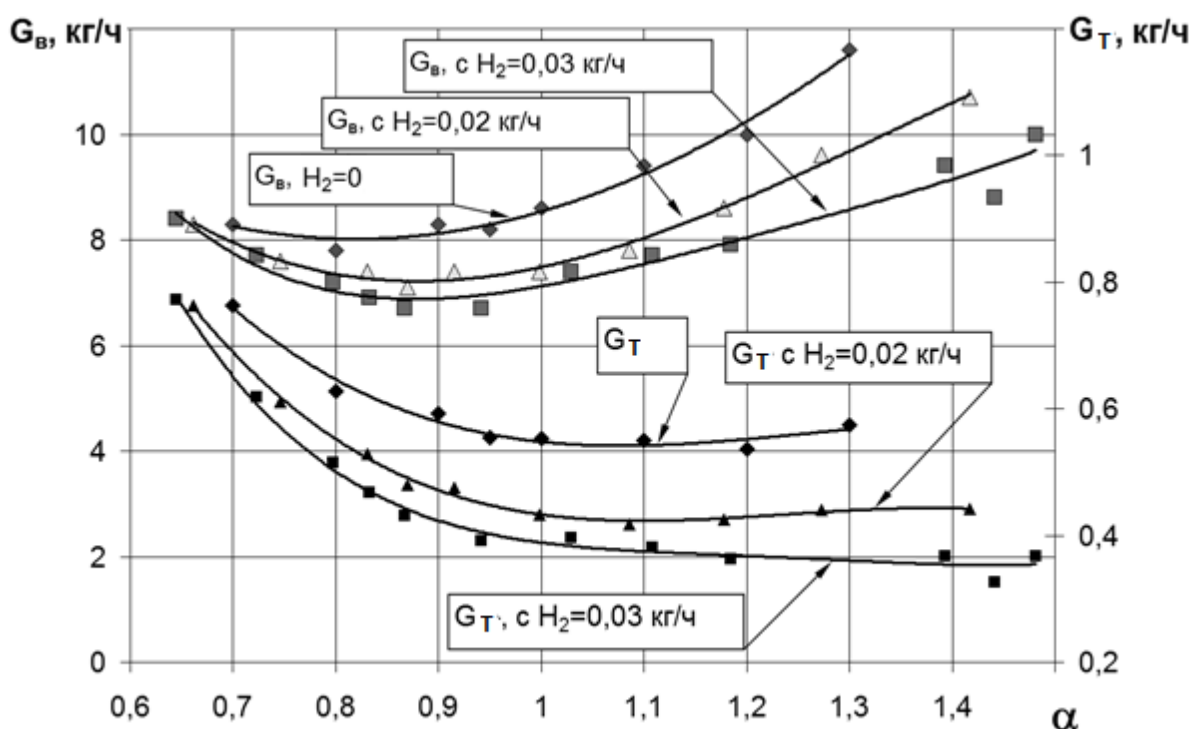


Рисунок 4.9 – Зависимость часового расхода воздуха и бензина от коэффициента избытка воздуха при различной подаче водорода для двигателя ВАЗ-2111 на режиме холостого хода

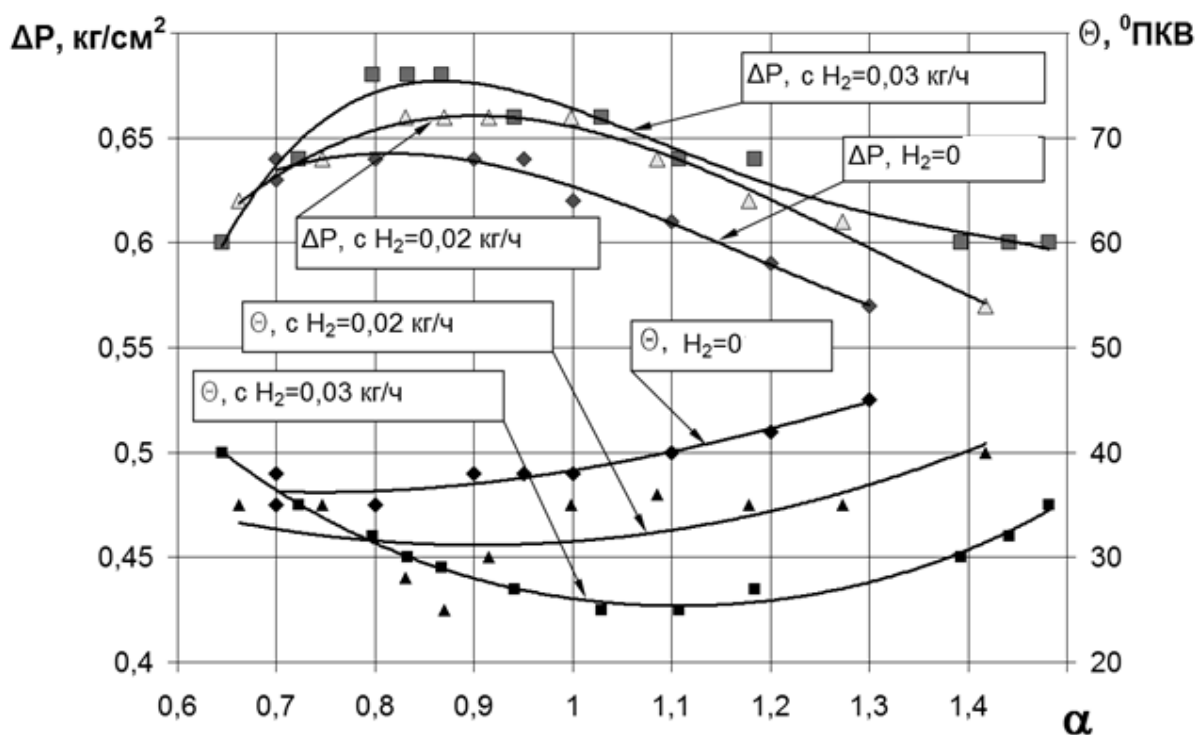


Рисунок 4.10 – Изменение оптимального УОЗ и разряжения за дроссельной заслонкой на режиме холостого хода двигателя ВАЗ-2111 от коэффициента избытка воздуха при работе на бензине и на бензине с добавками водорода

В результате проведенного термодинамического анализа индикаторных диаграмм [13, 14, 15, 16, 17], получены характеристики количества активно выделившегося тепла в процессе сгорания. Где  $Q_{акт}$  это сумма изменения работы и внутренней энергии от начала процесса сгорания до его окончания. Она характеризует количество активно выделившейся энергии от момента воспламенения в течении всего процесса сгорания.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

К основным результатам следует отнести следующие выводы по работе:

1. проведенная оценка влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания бензинового ДВС на режиме холостого хода, показала, что увеличение скорости распространения пламени соответствует увеличению энергоемкости топливно-воздушной смеси в связи с добавкой водорода.
2. выявлена возможности определения влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания бензинового ДВС на этапе проектирования, а именно на основании проведенного имитационного моделирования и анализа экспериментальных данных получены модели для расчета средней скорости распространения фронта пламени.

Также получено, что:

- добавка водорода в бензин в размере 0,02 и 0,03 кг/ч снижает расход топлива и на количестве подведенной энергии с топливом, при этом отмечено, что добавка 0,03 кг/ч полностью устраняет циклы с пропуском зажигания, возможно лишь наличие циклов с частичным сгоранием.
- характеристика активного тепловыделения на режиме холостого хода зависит в большей степени от межцикловой неравномерности работы двигателя.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Verhelst, S. A study of the combustion in hydrogen- fuelled internal combustion engines: PhD thesis / S. Verhelst // Gent: Gent University, 2005. - C.222
2. Gosselink J.W. Pathways to a more sustainable production of energy: sustainable hydrogen - a research objective for Shell. *Int. J. Hydrogen Energy*, 27:1125-1129, 2002.
3. Segal L. Transition infrastructure for hydrogen fuel. 14th World Hydrogen Energy Conference, plenary session on hydrogen infrastructure, Montreal, June 2002.
4. Schulte I., Hart D., and van der Vorst R. Issues affecting the acceptance of hydrogen fuel. *Int. J. Hydrogen Energy*, 29:677–685, 2004.
5. Kazuyuki N. et al. Study on fuel cell poisoning resulting from hydrogen fuel containing impurities. *Fisita World Automotive Congress*, paper nr F2004F397, 2004.
6. Tang X. et al. Ford P2000 hydrogen engine dynamometer development. *SAE*, paper nr 2002-01-0242, 2002.
7. Akagawa H. et al. Development of hydrogen injection clean engine. 15th World Hydrogen Energy Conference, paper nr 28J-05, Yokohama, Japan, July 2004.
8. Lutz A.E., Larson R.S., and Keller J.O. Thermodynamic comparison of fuel cells to the Carnot cycle. *Int. J. Hydrogen Energy*, 27:1103–1111, 2002.
9. Das L.M. Hydrogen engines: a view of the past and a look into the future. *Int. J. Hydrogen Energy*, 15:425–443, 1990.
10. Das L.M. Hydrogen-oxygen reaction mechanism and its implication to hydrogen engine combustion. *Int. J. Hydrogen Energy*, 21:703–715, 1996.
11. Karim G.A. Hydrogen as a spark ignition engine fuel. *Int. J. Hydrogen Energy*, 28:569–577, 2003.



12. Bardon M.F. and Haycock R.G. The hydrogen research of R.O. King. 14th World Hydrogen Energy Conference, invited paper, Montreal, Canada, 2002.
13. MacCarley C.A. A study of factors influencing thermally induced backfiring in hydrogen fuelled engines, and methods for backfire control. 16th IECEC conference, Atlanta, USA, 1981.
14. Das L.M. Near-term introduction of hydrogen engines for automotive and agricultural application. *Int. J. Hydrogen Energy*, 27:479–487, 2002.
15. Lucas G.G. and Morris L.E. The backfire problem of the hydrogen engine. Symposium organized by the university's internal combustion engine group, King's College, London, UK, 1980.
16. Berckmüller M. et al. Potentials of a charged SI-hydrogen engine. SAE, paper nr 2003-01-3210, 2003.
17. Stockhausen W.F. et al. Ford P2000 hydrogen engine design and vehicle development program. SAE, paper nr 2002-01-0240, 2002.
18. Swain M.R., Swain M.N., and Adt R.R. Consideration in the design of an inexpensive hydrogen-fueled engine. SAE, paper nr 881630, 1988.
19. Smolenskaya N.M., Smolenskii V.V, Bobrovskij I., Research of polytropic exponent changing for influence evaluation of actual mixture composition on hydrocarbons concentration decreasing on deep throttling operation, *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 50 (2017) 012016 doi:10.1088/1755-1315/50/1/012016.
20. Warnatz J., Maas U., Dibble R.W., *Combustion. Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*, 4th Edition, ISBN-13 978-3-540-25992-3 4th ed. Springer Berlin Heidelberg New York, 2006 - 378 p.
21. Law C.K. *Combustion physics*, Cambridge: Cambridge university press, 2006. – 722 p.
22. Verhelst S. A study of the combustion in hydrogen-fuelled internal combustion engines, PhD thesis, Gent: Gent University, 2005. – 278 p.

23. Smolenskaya N.M. Improving the efficiency of spark ignition engines through the use of composite gas fuels, dissertation of the candidate of technical sciences, Moscow: MAMI University, 2015. – 165 p.
24. Suwanchotchoung N. Performance of a spark ignition dual-fueled engine using split-injection timing: Ph.D. Thesis. Vanderbilt University, 2003. – 197 c.
25. The composition of combustion products formed from gasoline-hydrogen-air mixtures in a constant-volume spherical chamber / L.N. Bortnikov, D.A. Pavlov, M.M. Rusakov, A.P. Shaikin // Russian Journal of Physical Chemistry B, 5(1) (2011) 75–83. DOI: 10.1134/S1990793111010039.
26. Influence of fuel hydrogen additives on the characteristics of a gas-piston engine under changes of an ignition advance angle / Y.F. Gortyshov, V.M. Gureev, R.S. Misbakhov, I.F. Gumerov, A.P. Shaikin // Russian Aeronautics 52(4) (2009) 488–490. DOI: 10.3103/S1068799809040199.
27. Кавтарадзе, Р.З. Теория поршневых двигателей. Спец. главы: учебник для вузов / Р.З. Кавтарадзе. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, – 2008. – 720 с.
28. Fu J.Q. et al. Energy and exergy analysis on gasoline engine based on mapping characteristics experiment. Appl Energy 2013;102:622–30. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.08.013>
29. Coney M.W., Linnemann C., Abdallah H.S. A thermodynamic analysis of a novel high efficiency reciprocating internal combustion engine – the isoengine. Energy 2004;29(12–15):2585–600. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2004.05.014>
30. Smolenskaya N.M., Smolenskii V.V, Bobrovskij I., Research of polytropic exponent changing for influence evaluation of actual mixture composition on hydrocarbons concentration decreasing on deep throttling operation, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 50 (2017) 012016 doi:10.1088/1755-1315/50/1/012016.

- 31.Вибе, И. И. Новое о рабочем цикле двигателей. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя / И.И. Вибе. – Свердловск : Машгиз, – 1962. – 271 с.
- 32.Heywood J.B., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, – New York : McGraw-Hill, – 1988. – 931 p.
- 33.Smolenskaya N.M., Korneev N.V. Modelling of the combustion velocity in UIT-85 on sustainable alternative gas fuel, *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 66 (2017) 012016 doi:10.1088/1755-1315/66/1/012016.
- 34.Кутенёв, В.Ф. Улучшение эффективности работы двигателя с искровым зажиганием в период холодного пуска и прогрева путем использования химически активных веществ/ В.Ф. Кутенёв, В.М. Фомин, В.Ф. Каменев // Труды НАМИ. – 2013. – № 252. – С. 42–61.
- 35.Корнеев, Н.В. Модель средней скорости распространения фронта пламени природного газа с добавками водорода для одноцилиндровой установки УИТ-85 имитирующей режимы холостого хода / Н.В. Корнеев, Н.М. Смоленская // *Естественные и технические науки*. – 2014. – № 9–10. – С.167–171.
- 36.Применение водорода для повышения полноты сгорания ТВС на режимах пуска и прогрева / Л.Н. Бортников, Д.А. Павлов, М.М. Русаков, В.В. Смоленский // *Естественные и технические науки*. – 2013. – №1. – С. 346–350
- 37.Numerical investigation of the effect of injection timing under various equivalence ratios on energy and exergy terms in a direct injection SI hydrogen fueled engine/ Nemati, A., Fathi, V., Barzegar, R., Khalilarya, S. // *International Journal of Hydrogen Energy*. – 2013. – 38 (2), – P. 1189–1199. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2012.10.083>
- 38.Sipeng Zhu, Kangyao Deng, Shuan Qu Thermodynamic analysis of an in-cylinder waste heat recovery system for internal combustion engines //

- Energy. Volume 67, 1 April 2014, P. 548-556.  
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.02.006>
39. Chintala V., Subramanian K.A. Assessment of maximum available work of a hydrogen fueled compression ignition engine using exergy analysis // Energy. – 2014. – №67. – P. 162–175.  
<https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.01.094>
40. Thermodynamic energy and exergy analysis of three different engine combustion regimes/ Li Y., Jia M., Chang Y., Kokjohn S.L., Reitz R.D. // Applied Energy. – 2016. – №180. – P. 849–858.  
<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.08.038>
41. Thermodynamic and energy saving benefits of hydraulic free-piston engines/ Zhao Z., Wang S., Zhang S., Zhang F. // Energy. – 2016. – №102. – P. 650–659. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.02.018>
42. Смоленский, В.В. Исследование влияния водорода на неравномерность протекания процесса сгорания СПГ в ДВС на режимах холостого хода / В.В. Смоленский, Н.М. Смоленская, Д.А. Павлов // Вектор науки ТГУ. – 2016. – № 4 (38). – С. 52–59
43. Исследования энергетических и экологических показателей работы автомобильного двигателя на бензоводородных топливных композициях/ В.Ф. Каменев, В.М. Фомин, Н.А. Хрипач, Л.Ю. Лежнев // Международный научный журнал Альтернативная энергетика и экология. 2005. – № 9. – С. 16–23.
44. Термодинамический анализ рабочего цикла двигателя с термохимическим генерированием водородного топлива/ Н.А. Хрипач, В.Ф. Каменев, В.М. Фомин, С.В. Алешин // Международный научный журнал Альтернативная энергетика и экология. 2006. – № 4. – С. 45–50.
45. Warnatz J., Maas U., Dibble R.W. Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation: 4th ed. Springer Berlin Heidelberg New York: 2006. – 388 p.

46. Smolenskaya N.M., Korneev N.V. Modelling of the combustion velocity in UIT-85 on sustainable alternative gas fuel, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 66 (2017) 012016 doi:10.1088/1755-1315/66/1/012016.
47. Shaikin A.P., Galiev I.R. On the effect of temperature and the width of the turbulent combustion zone on the ionization detector readings, Technical Physics, 61(8) (2016) 1206-1208. DOI: 10.1134/S1063784216080247.
48. Kuznetsov V.R., Sabelnikov V.A. Turbulence and burning, Moscow: Science, 1986. – 288 p.
49. Hitrin L.N. Physics of Combustion and Explosion, Moscow: MGU, 1957. – 442 p.
50. Law C.K. Combustion physics, Cambridge: Cambridge university press, 2006. – 722 p.
51. S. Byttner, T. Rognvaldsson, and N. Wickstrom. Estimation of combustion variability using in-cylinder ionization measurements. SAE, 2001-01-3485, 2001.
52. S. Byttner, T. Rognvaldsson, and N. Wickstrom. Strategies for handling the fuel additive problem in neural network based ion current interpretation. SAE, 2001-01-0560, 2001.
53. I. Andersson and L. Eriksson. Ion sensing for combustion stability control of a spark ignited direct injected engine. SAE, 2000-01-0552, 2000.
54. L. Eriksson, L. Nielsen, and J. Nytomt. Ignition control by ionization current interpretation. SAE, 960045, 1996.
55. Улыбышев, К.Е. Расчёт влияния постоянного электрического поля на газодинамику и эмиссию окислов азота в ламинарном диффузионном пламени [Текст] / К.Е. Улыбышев // МЖГ. №1, 2000. - С.55-71.
56. Проскурин, В.Ф. Цепно-тепловой взрыв и степень ионизации водородовоздушного пламени [Текст] / В.Ф. Проскурин, П.Г. Бережко, Е.Н. Николаев, В.Н. Тараканов, П.Е. Половинкин, А.Г. Лещинская // Физика горения и взрыва. 2005. № 1. С.15-23.

- 57.Сеначин, П.К. Моделирование процесса горения гомогенной смеси в двигателе с искровым зажиганием [Текст] / П.К. Сеначин, М.А. Ильина, Д.Д. Матиевский, М.Ю. Свердлов //Тез. XII симпозиума по горению и взрыву, 11-15 сентября 2000 г. Черноголовка: РАН, 2000.- ч.3. - с.155-157.
- 58.Daniels, C. F. The comparison of mass fraction burned obtained from the cylinder pressure signal and spark plug ion signal [Text] / SAE paper № 980140, 1998.
- 59.Eriksson, L. Requirements for and a systematic method for identifying heat release model parameters. Modeling of SI and Diesel Engines [Text] / SAE Paper № 980626, 1998.
- 60.Franke, A. Employing an ionization sensor for combustion diagnostics in a lean burn natural gas engine [Text] / A. Franke, P. Einewall, B. Johansson, R. Reinmann // SAE paper № 2001-01-0992, 2001.
- 61.Grill, M. Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren [Текст] / M.Grill // Stuttgart, Universität, Dissertation. 2006a.
- 62.Gülдер, Ö. L. Turbulent Premixed Combustion Modelling using Fractal Geometry [Текст] / Ö.L. Gülder // in: 23. Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute. 1990.
- 63.Herdin, G. Emissionsproblematik bei Biogasmotoren [Текст] / G.Herdin // in: 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Graz. 2007.
- 64.Heywood, J. B. Fluid Motion Within the Cylinder of Internal Combustion Engines - The 1986 Freeman Scholar Lecture [Текст] / J. B. Heywood // Journal of Fluids Engineering Vol. 109 / 3. 1987.