

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования

«Тольяттинский государственный университет»  
ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ

(институт, факультет)

Энергетические машины и системы управления

(кафедра)

13.04.03 «Энергетическое машиностроение»

(код и наименование направления подготовки)

Поршневые и комбинированные двигатели

(наименование профиля магистерской программы)

## МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему Оценка влияния добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на  
скорость распространения пламени в условиях забалластированности  
остаточными газами

Студент(ка)

Николай Николаевич Лазарев

(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 2018 г.

**Допустить к защите**

Зав.

кафедрой

«ЭМиСУ»

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

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

(личная подпись)

« \_\_\_\_\_ » июня 2018 г.

Тольятти 2018

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
ГЛАВА 1 Критический обзор известных источников по проблеме оценки влияния добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени в условиях забалластированности остаточными газами .....	7
1.1 Проектирование двигателей внутреннего сгорания с использованием газодинамики заряда топливовоздушной смеси .....	8
1.2 Результаты исследований по гипотезе того, что электропроводность пламени в условиях ДВС является весьма информативным параметром оценки состояния рабочего тела .....	20
1.3 Эффект эксплуатационных режимов на продолжительности сгорания .....	22
1.3.1 Влияние скоростного режима работы двигателя на продолжительность сгорания .....	22
1.3.2 Влияние состава смеси на продолжительность сгорания ...	23
1.3.3 Влияние степени сжатия на продолжительность сгорания	24
1.3.4 Эффект местоположения свечи зажигания на продолжительности сгорания .....	24
1.3.5 Эффект угла опережения зажигания на продолжительности сгорания .....	25
1.3.6 Влияние продолжительности сгорания на параметры рабочих характеристик двигателя.....	25
1.3.7 Влияние продолжительности сгорания на токсичность...	26
ГЛАВА 2 Оборудование, использованное в эксперименте, и методика обработки экспериментальных данных .....	29
2.1 Описание экспериментальной установки УИТ-85.....	29
2.2 Испытание на двигателе ВАЗ на режиме холостого хода при степени сжатия 7,5.....	30

ГЛАВА 3 Результаты экспериментов и их анализ .....	34
3.1 Результаты экспериментального исследования проведенного на УИТ-85 .....	34
3.2 Оценка влияния добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени .....	39
3.3 Оценка влияния добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени в условиях забалластированности остаточными газами.....	48
ГЛАВА 4 Оценка особенностей процесса сгорания и распространения фронта пламени при добавке водорода в бензовоздушную смесь поршневого ДВС .....	52
4.1 Результаты расчета средних скоростей распространения фронта пламени и их сравнение с экспериментальными данными .....	52
4.2 Исследование термодинамических особенностей рабочего процесса при высоком содержании остаточных газов в рабочей смеси .....	60
4.3 Эмпирическая зависимость средней скорости распространения фронта пламени в основной фазе при работе на бензоводородовоздушных смесях .....	63
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	66
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	67

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность работы.** Возможности моделирования рабочего процесса позволяют снизить количество дорогих и сложных экспериментальных исследований, но для этого следует проводить тщательное исследование соответствия совокупности расчетных данных реально происходящей картине сгорания. При этом значительные расхождения как правило возникают при переходе с одного вида топлива на другой, что приводит к необходимости уточнять практически все основные зависимости определяющие протекание процесса сгорания для получения удовлетворительных результатов по сходимости результатов расчетов и эксперимента.

Исследование рабочего процесса связано со значительными трудностями, так как условия сгорания в поршневых двигателях обусловлены быстрым изменением положения поршня, высокими значениями температур и давления, тем самым делая невозможным применение многих известных способов исследования процесса горения. В связи с этим принято решение основными источниками информации и характере протекания процесса сгорания в цилиндре поршневого ДВС выбрать датчик давления показывающий интегральную термодинамическую картину и датчики ионизации показывающие локальные характеристики процесс сгорания, тем самым обеспечив практически полный охват независимых переменных и объективное представление о закономерностях распространения фронта пламени.

**Целью работы** является оценка влияния добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени в условиях забалластированности остаточными газами.

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

1. провести анализ результатов экспериментальных исследований проведенных на кафедре "Тепловые двигатели" ТГУ, по влиянию добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени в условиях забалластированности остаточными газами.
2. выявить влияние добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени в условиях забалластированности остаточными газами.

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

**Предмет исследования:** скорость распространения пламени в условиях ДВС с искровым зажиганием.

**Методы исследования.** Применялись метод экспериментального анализа, методы эмпирического анализа и статистическая обработка данных.

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

#### **Научная новизна исследования**

Определено влияние добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени в условиях забалластированности остаточными газами.

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

Результаты исследований особенностей влияния добавок водорода на скорость распространения пламени в условиях забалластированности остаточными газами.

#### **На защиту выносятся:**

1. Результаты анализ результатов экспериментальных исследований проведенных на кафедре "Тепловые двигатели" ТГУ, по влиянию добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени в условиях забалластированности остаточными газами.

2. Закономерности влияния добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени в условиях забалластированности остаточными газами.

**Апробация работы.** Основные положения диссертации представлялись и обсуждались на конференции МНПК Вопросы образования и науки, г. Тамбов в 2017 г.

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 4 печатных работы.

**Структура и объем диссертации.**

Диссертации состоит из введения, четырех глав, основных результатов и выводов, списка литературы из 30 наименований. Работа изложена на 70 страницах машинописного текста, иллюстрированного 1 таблицей и 45 рисунками.

## ГЛАВА 1 Критический обзор известных источников по проблеме оценки влияния добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени в условиях забалластированности остаточными газами

В настоящее время, наметились два основных направления в данном вопросе: первый – это конструкторский подход по улучшению условий сгорания топлива – создание гибридных силовых установок и осуществление непосредственного впрыска топлива, который значительно удорожает и усложняет производимую продукцию, и второй – это применение активирующих добавок в основное топливо.

Оценивая основные направления исследований проводимых ведущими мировыми автопроизводителями можно сделать вывод, что новым альтернативным видом топлива для транспортных средств, в ближайшее время, станет добавка водорода к основному углеводородному топливу. Данный подход объясняется возможностью получения необходимого количества водорода непосредственно на борту автомобиля питаемым от генератора электролизером воды. При этом, достигается значительная экономия углеводородных ресурсов, а также, снижении выбросов парникового газа  $\text{CO}_2$ , т.к. при сгорании водорода образуется вода, которая возвращается обратно в биосферу [1].

В настоящее время, несмотря на все достоинства применения водорода, не определены концентрации газообразного водорода в основном топливе, позволяющие обеспечить сохранение и повышение литровой мощности двигателя.

## 1.1 Проектирование двигателей внутреннего сгорания с использованием газодинамики заряда топливовоздушной смеси

Системы управления двигателем (EMS) нуждаются в обратной связи по характеристикам сгорания для оптимального управления двигателями внутреннего сгорания. Ионное зондирование является одним из наиболее эффективных способов контроля события горения в искровом двигателе, но все же физические процессы до конца не поняты. Целью здесь является исследование моделей ионизации и установление связи с давлением и температурой горения. Представлена модель тепловой части ионизационного сигнала, которая связывает ионизационный ток с давлением и температурой цилиндра. Одной из сильных сторон модели является то, что после калибровки имеет только два свободных параметра, угол ожога и начальную температуру ядра. При подгонке модели к цилиндру можно оценить давление и температуру в баллоне. Модель параметризованного тока ионизации состоит из четырех частей; модель тепловой ионизации, модель образования оксида азота, модель температуры горения и функция давления в цилиндре. Функция давления является эмпирической функцией, где параметры имеют физический смысл, а функция имеет основные характеристики решения уравнений давления в цилиндре. Чувствительность модели ионизационного тока к температуре и содержанию оксида азота заключается в понимании необходимости сложности подмодели. Два основных результата заключаются в том, что сама модель давления хорошо отражает поведение давления в цилиндре и что модель параметризованного тока ионизации может использоваться с ионизационным током в качестве входного сигнала и работать как датчик давления виртуального цилиндра и инструмент для анализа горения. Эта модель ионизационного тока не только описывает связь между ионизационным током и процессом горения, но также предлагает новые возможности для EMS управлять двигателем внутреннего сгорания.

При проектировании двигателей внутреннего сгорания необходимо уделять больше внимания геометрии камеры сгорания и впускных каналов, которые определяют характер воспламенения и сгорания топлива воздушной смеси, и, следовательно, характер тепловыделения, индикаторный КПД цикла, а также концентрацию токсичных компонентов в отработавших газах. Рассмотрим данные работ: опубликованных в SAE SP-1101 [1-6] (Полный цикл газодинамических вычислений для двигателя с четырех клапанной камерой сгорания с односкатной крышей и их сравнение с результатами, полученными во время испытаний и Вычисление, и измерение потока и горения в четырех клапанном двигателе с изменяемыми параметрами на впуске) в первой работе были проведены исследования динамики потока и его турбулентности для четырех клапанного двигателя с шатровой камерой сгорания. Исследования проводились для двух двигателей с различными параметрами на впуске (смотрите рисунок 1.1) (двигатель с высоким вихревым коэффициентом  $= 1.7$  и низким  $= 0.4$ ). Это было достигнуто за счет установки ширм на тарелке впускных клапанов, снизу для усиления вихревого движения и сверху для его ослабления, при этом коэффициент наполнения не изменился. Это дало возможность оценить влияние начальных параметров при впуске, на динамику потока и его турбулентность в конце такта сжатия. В процессе впуска КС с высоким вихревым коэффициентом создает более сильный поток и турбулентность, чем КС с низким вихревым коэффициентом, степень локального завихрения составляет 1.8 и 1.2 соответственно, а это означает, что поток в КС с высоким вихревым коэффициентом обладает большей кинетической энергией (рисунок 1.2). В обеих КС выявлено некоторое количество вихревых центров, что указывает на трехмерную структуру потока с вихрями в нескольких плоскостях. При сжатии происходит усиление вихревого движения для обеих камер сгорания, это объясняется законами сохранения импульса и энергии, при этом сила вихревого движения для КС с высоким вихревым коэффициентом, практически в два раза больше чем для КС с низким вихревым

коэффициентом. В момент воспламенения поток у КС с высоким вихревым коэффициентом обладает более равномерной структурой при этом, турбулентность потока практически в два раза больше, чем у КС с низким вихревым коэффициентом, и составляет 1.5 м/с и 0.8 м/с соответственно. Это дает предпосылки к тому, что горение в КС с высоким вихревым коэффициентом будет более интенсивным.

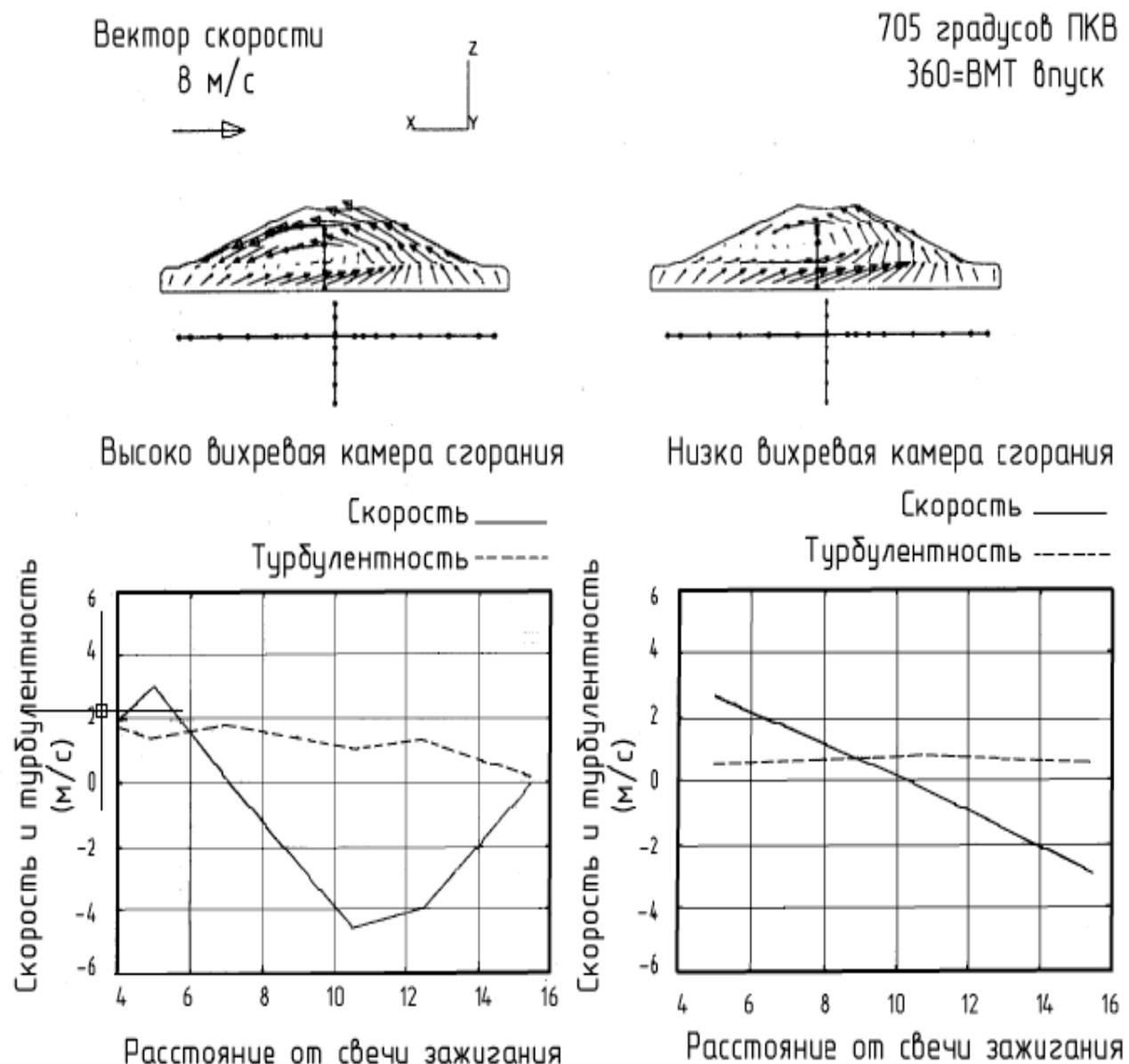


Рисунок 1.1 - Результаты моделирования исследуемых камер сгорания в зависимости от расстояния от свечи зажигания

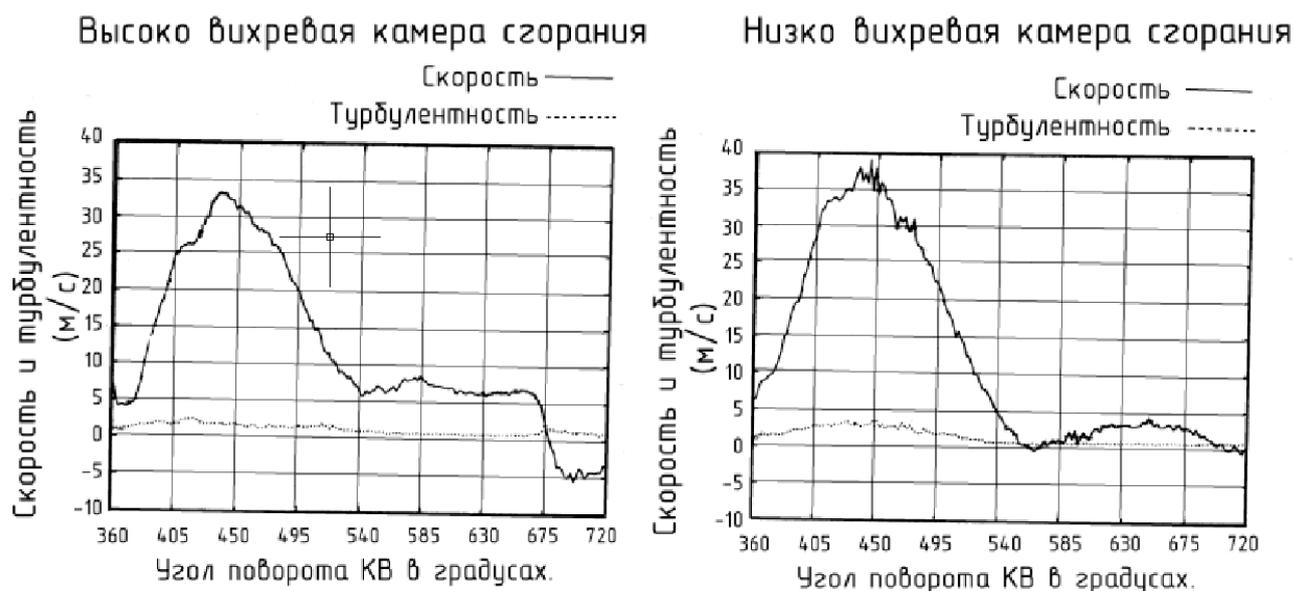


Рисунок 1.2 - Результаты моделирования исследуемых камер сгорания в зависимости от угла поворота коленчатого вала

Во второй работе были проведены исследования потока и его последующего горения для четырех клапанного двигателя с полусферической камерой сгорания, с центральной свечой зажигания. Исследования проводились для пяти компоновок двигателей с различными параметрами на впуске (рисунок 1.3). Компоновка А – с двумя активными не заширмленными клапанами, ход клапана 9 мм, Компоновка В – с двумя активными не заширмленными клапанами, ход клапана 3,5 мм, Компоновка С – с одним активным не заширмленным клапаном, ход клапана 3,5 мм, Компоновка D – с одним активным клапаном заширмленным на 90°, ход клапана 5,6 мм, Компоновка Е – с двумя активными заширмленными на 180° клапанами, ход клапана 5,6 мм.

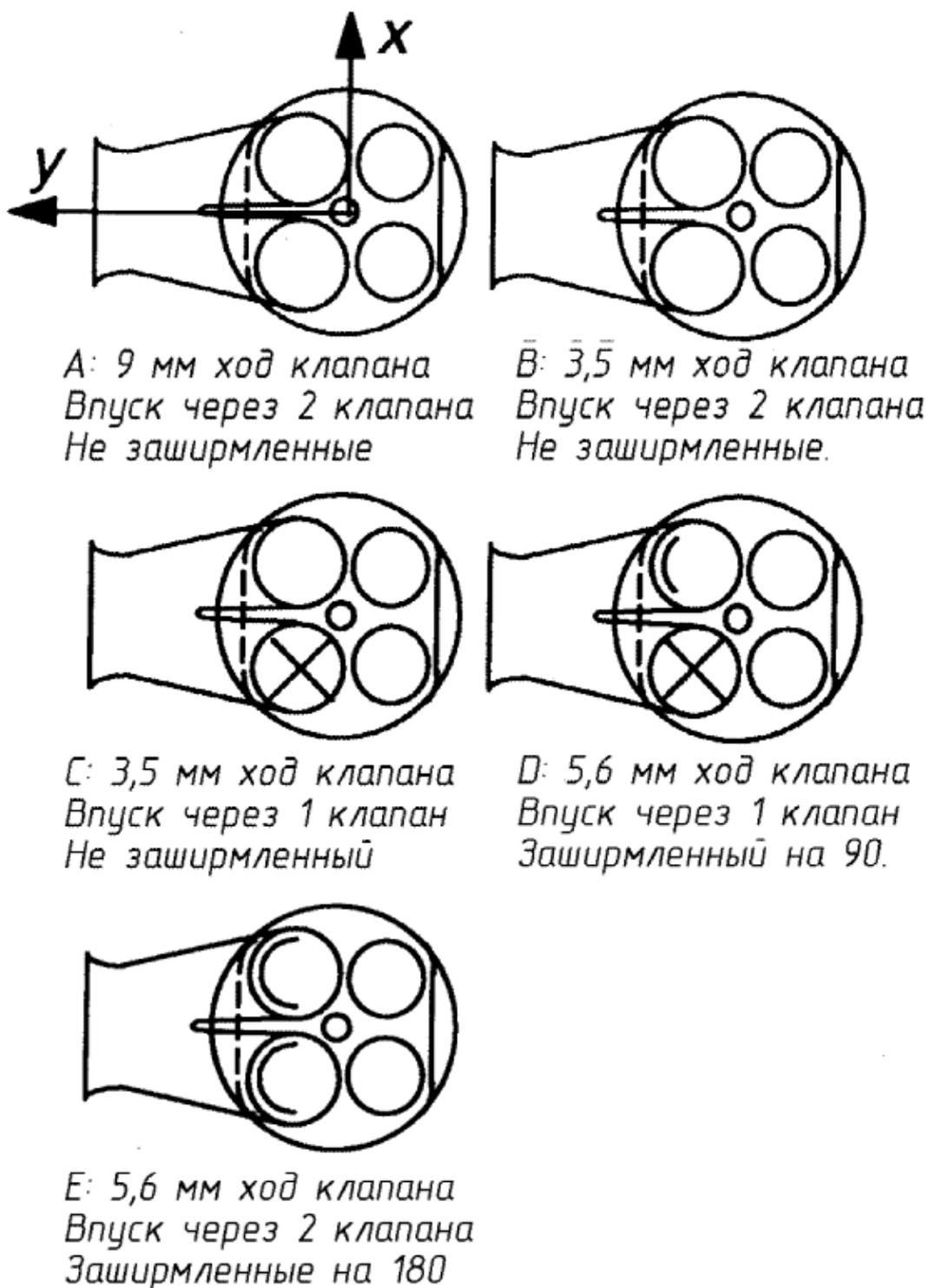


Рисунок 1.3 - Варианты исследуемых компоновок впуска

В результате этих исследований было показано, что турбулентность потока в процессе впуска отвечает за гомогенность топливо воздушной смеси. Турбулентность достигает своего пика в районе 420°-450° ПКВ, так как в это время впускные клапаны наиболее открыты, затем уменьшается,

второй пик турбулентности наблюдается в районе  $680^{\circ}$ - $700^{\circ}$  ПКВ, где усиление турбулентности потока происходит под воздействием вихревого движения в вертикальной плоскости, а не горизонтального завихрения которое во время всего процесса сжатия остается практически постоянным и отвечает за скорость потока в конце процесса сжатия. В то время как вихри в вертикальной плоскости усиливаются под воздействием сжатия, а в конце процесса сжатия теряют целостностную структуру, тем самым, усиливая турбулентность. И как мы уже ранее отмечали, это происходит по закону сохранения энергии. Теперь рассмотрим результаты полученные при исследовании пяти компоновок двигателей.

Компоновка А (рисунок 1.4): - поток в плоскости проходящей между впускными клапанами через центр цилиндра показывает общие закономерности впуска через два клапана. Формируются два потока, один движется по касательной к камере сгорания, а другой вниз вдоль стенки поршня, эти потоки разнонаправлены и в своем развитии противодействуют друг другу, что приводит к тому, что в конце процесса впуска эти потоки являются маленькими по масштабу и в дальнейшем быстро рассеиваются, турбулентность потока на впуске небольшая и достигает  $4,42$  м/с. Примерно такая же картина наблюдается и по другим плоскостям, что приводит к тому, что в конце процесса сжатия средние скорости потока являются низкими, величина средней скорости у свечи зажигания при  $690^{\circ}$  ПКВ составила  $0,4$  м/с. Низкие средние скорости и отсутствие крупномасштабной структуры потока указывает на наличие низкой турбулентности, которая составляет  $1,8$  м/с, при этом распределение турбулентности по потоку является не равномерной.

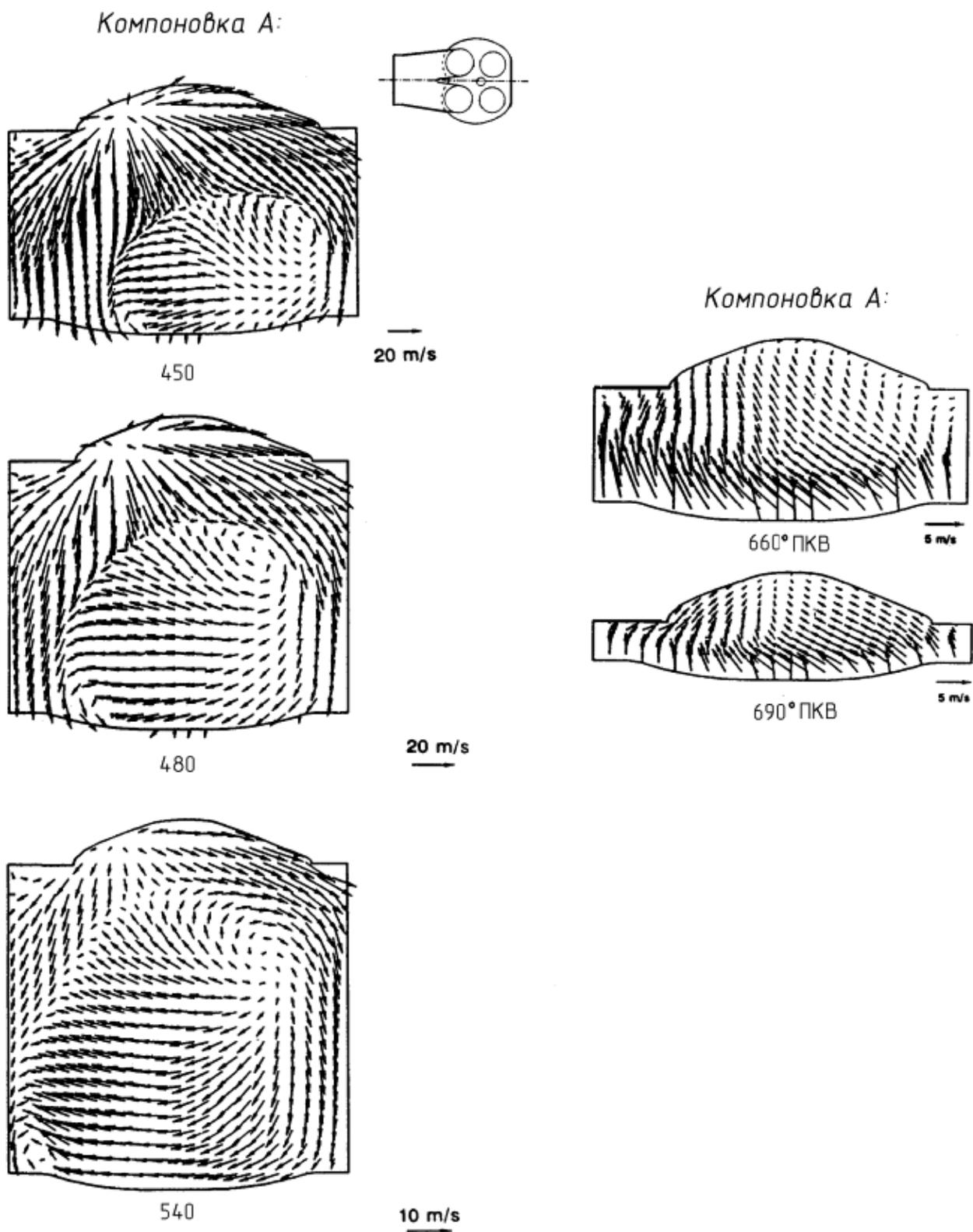


Рисунок 1.4 - Моделирование компоновки А

Компоновка В: - структура потока подобна компоновке А за исключением того, что в процессе впуска скорости потока несколько больше, это объясняется тем, что уменьшилось пропускное сечение впускных

каналов, поэтому первоначально турбулентность потока здесь несколько выше и достигает 8,84 м/с, но в процессе сжатия она уменьшается и составляет 1,9 м/с, что практически мало отличается от турбулентность полученной у компоновки А, хотя средняя скорость у свечи зажигания при 690° ПКВ несколько выше и составляет 1,92 м/с, при этом коэффициенты вертикального завихрения в НМТ для обеих компоновок примерно одинаковые 0,2 и 0,22 соответственно.

Компоновка С (рисунок 1.5): - при дезактивации одного впускного клапана происходят следующие изменения: скорости в головке клапана увеличиваются практически вдвое из-за уменьшения вдвое области потока, а так же изменяются геометрические отношения между входящим потоком и внутрицилиндровой областью. Поток в процессе впуска имеет сложную структуру, без четко выраженного крупномасштабного вертикального завихрения, хотя вихревое движение здесь будет заметно больше чем в А и В компоновках, суммарный коэффициент вертикального завихрения в процессе впуска достигал 2,7, а турбулентность - 13,68 м/с. Из-за более высоких средних скоростей и лучшей организации структуры потока, усиление турбулентности в конце сжатия будет заметно больше чем в А и В компоновках. В процессе такта впуска формируется устойчивое горизонтальное завихрение центр, которого не совпадает с осью цилиндра. Структура потока, получаемая в конце такта сжатия представляет собой горизонтальный вихрь с наложением вертикального вихря в плоскости, проходящей через свечу зажигания и, разделяющую КС на впускные и выпускные клапаны, средняя скорость потока у свечи зажигания при 690° ПКВ выше, чем в предшествующих двух компоновках и составляет 6,5 м/с. Пульсационная скорость  $U'$  потока при этом составляет 3,1 м/с.

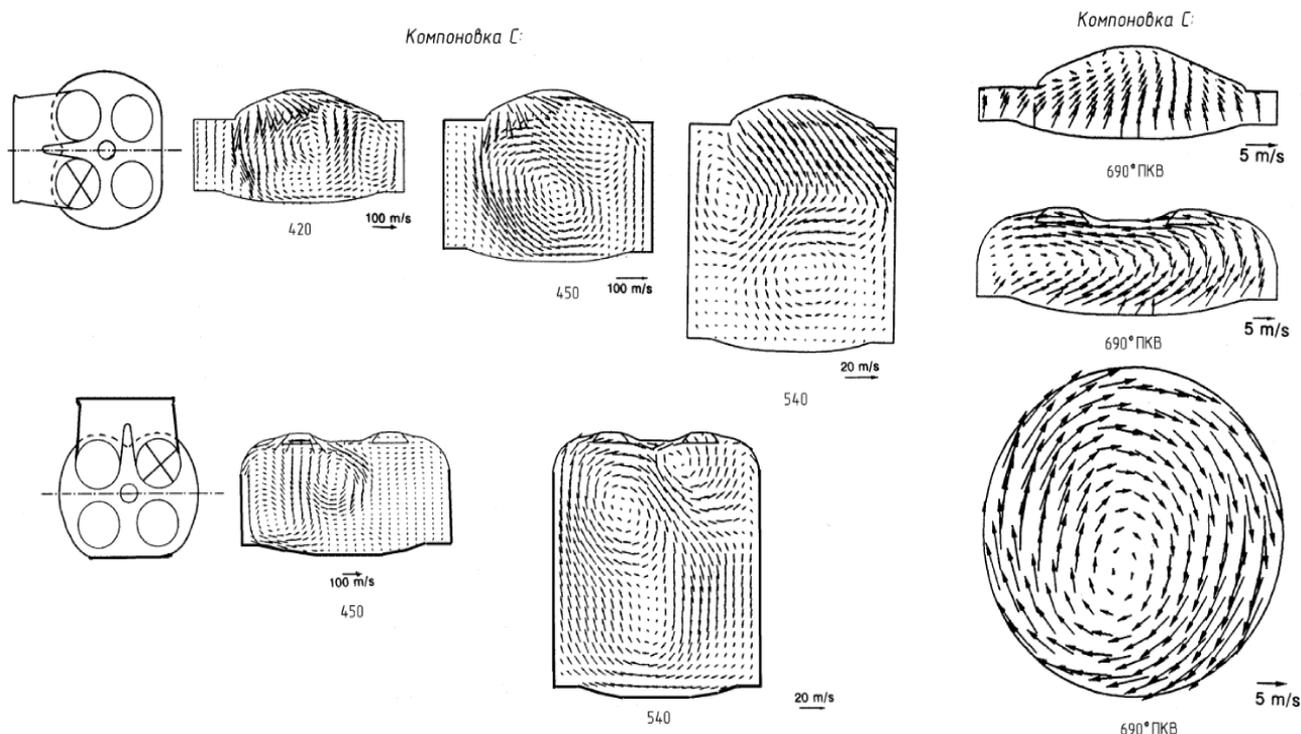


Рисунок 1.5 - Моделирование компоновки С

Компоновка D (рисунок 1.6): - выпуск происходит через один заширмленный на  $90^\circ$  клапан, примерно к середине такта впуска отчетливо формируется вихревое движение во всех плоскостях, при этом вертикальное завихрение достигало 5.7, а турбулентность 13,68 м/с. При этом крупномасштабная структура вихрей остается не поврежденной даже в конце сжатия. В конце сжатия наблюдается второй пик турбулентности, в котором пульсационная скорость  $U'$  составляет 4,55 м/с. При этом средняя скорость у свечи зажигания при  $690^\circ$  ПКВ выше, чем в предшествующих трех компоновках и равна 11м/с.

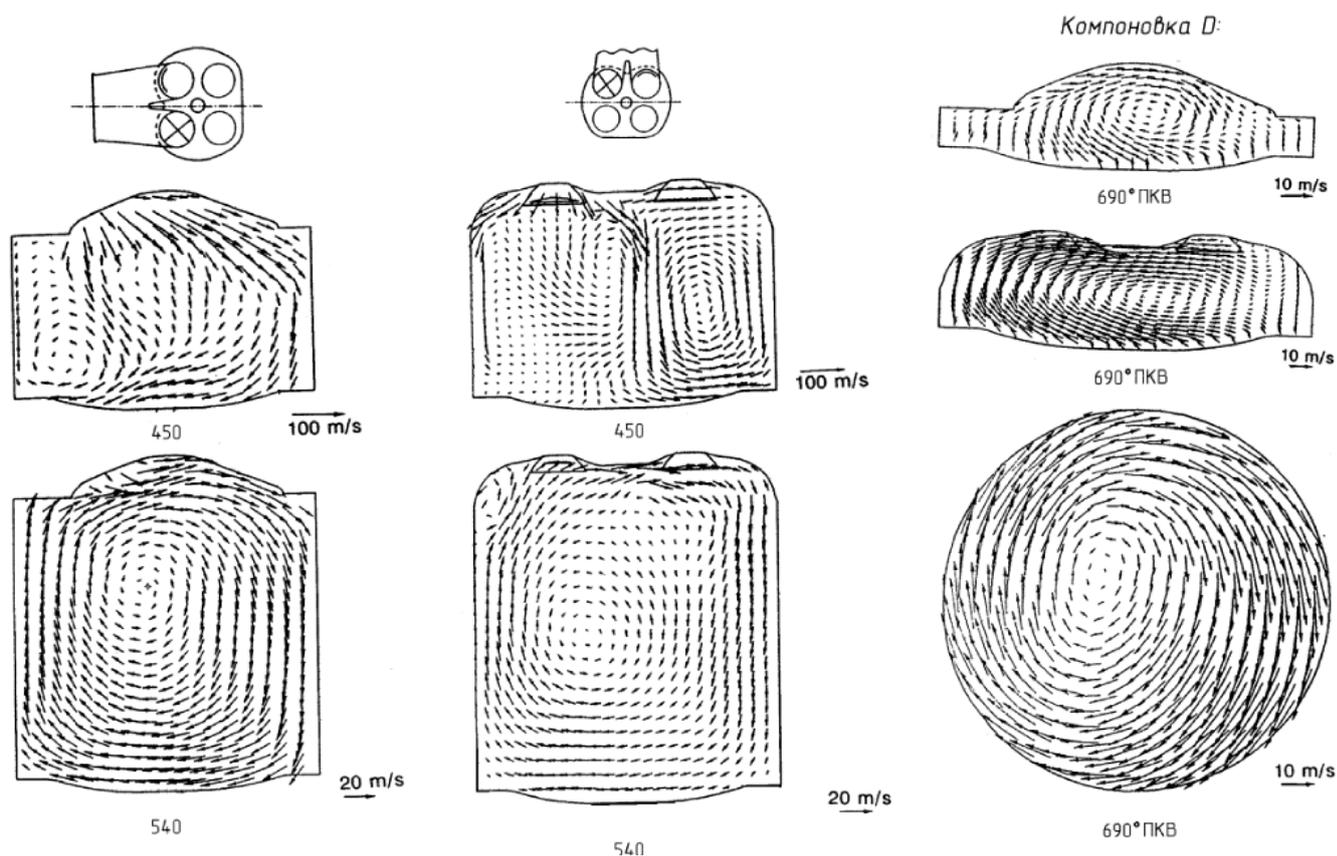


Рисунок 1.6 - Моделирование компоновки D

Компоновка E (рисунок 1.7): - впуск происходит через два заширленных на  $180^\circ$  клапана, при такой компоновке на впуске генерируется чисто вертикальное завихрение. В конце такта впуска окончательно сформировывается сильный когерентный вертикальный вихрь, который заметно усилит турбулентность в конце процесса сжатия. При этом турбулентность в процессе наполнения достигала  $10,68$  м/с, а суммарное вертикальное завихрение  $6,2$ . В конце сжатия наблюдается второй пик турбулентности, в котором пульсационная скорость  $U'$  достигает  $6,26$  м/с. Средняя скорость потока у свечи зажигания при  $690^\circ$  ПКВ высокая и равна  $13$  м/с.

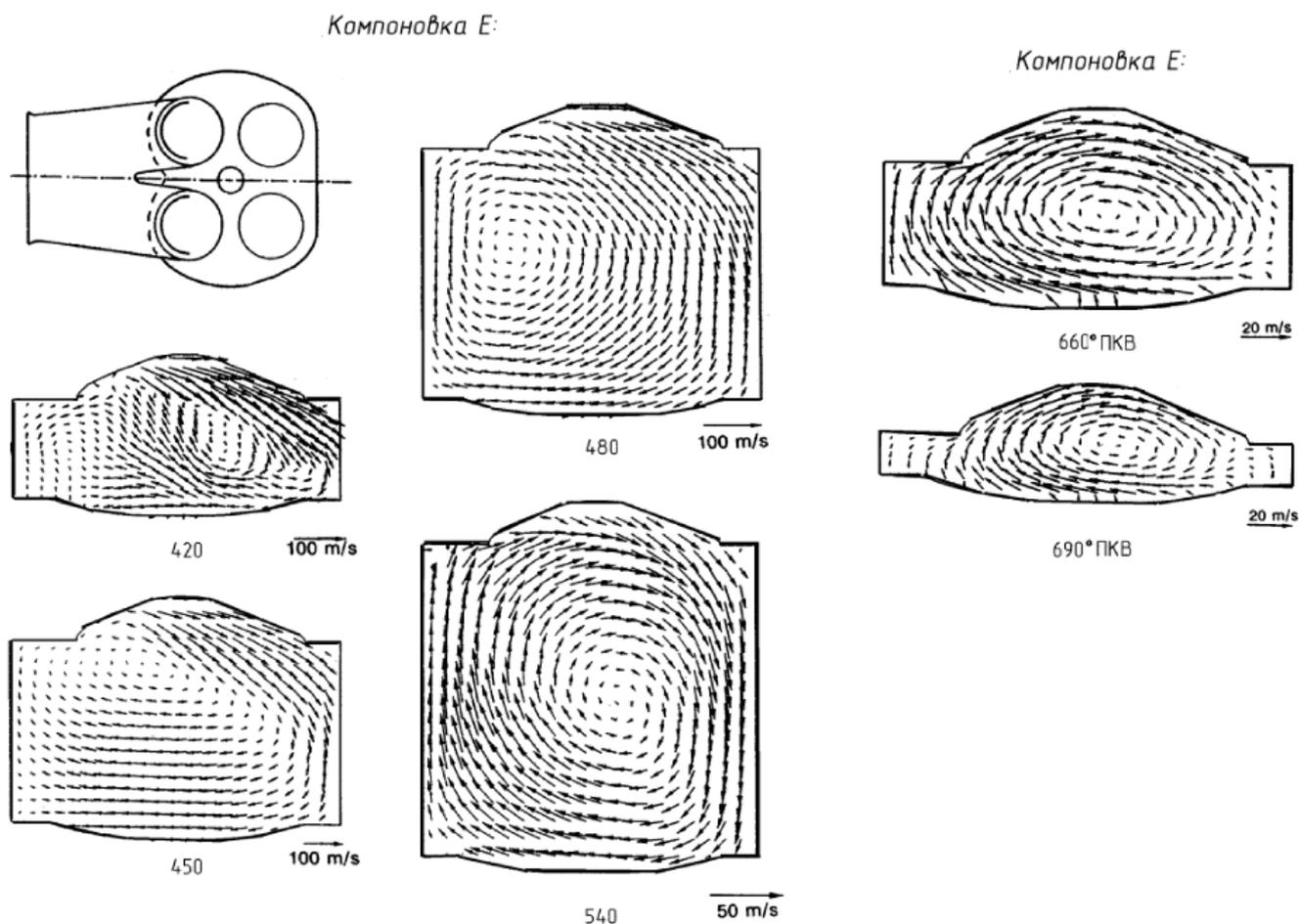


Рисунок 1.7 - Моделирование компоновки E

Рассматривая эти пять компоновок, можно отметить, что для компоновок B, C, D и E турбулентность в процессе впуска достигает значительных величин, что говорит о хорошей гомогенности топливоздушной смеси (ТВС). Отметим также, что кинетическая энергия турбулентности для компоновок A и B распадается в процессе сжатия на маленькие части, в то время как у компоновок C, D и E кинетическая энергия сохраняет целостностную структуру, при этом в компоновках C и D кинетическая энергия преимущественно сосредоточена в горизонтальном вихре, а в компоновке E в вертикальном вихре. Общая кинетическая энергия турбулентности остается практически постоянной на интервале 600°-650° ПКВ, после чего происходит увеличение кинетической энергии турбулентности для компоновок C, D и E, что может заметно повлиять

скорость пламени, это объясняется влиянием вертикального вихря в процессе сжатия.

Для исследования влияния геометрии впускных каналов и, следовательно, начальных параметров потока на скорость распространения пламени, было проведено исследование горения для компоновок В и С, ТВС имела стехиометрический состав, в качестве топлива использовали пропан. Обе эти компоновки имеют короткий ход клапана, но при этом заметно отличаются как интенсивностью вихревого движения, так и уровнями турбулентности, что может оказать существенное влияние на горение. Для компоновки В в момент воспламенения параметры потока были следующими, средняя скорость потока у свечи зажигания равнялась 1,92 м/с, и пульсационная скорость  $U'$  составляла 1,9 м/с, полученная при этом средняя скорость распространения пламени была равна 4,6 м/с. Для компоновки С в момент воспламенения параметры потока были следующими, средняя скорость потока у свечи зажигания равнялась 6,5 м/с, и пульсационная скорость  $U'$  составляла 3,2 м/с, полученная при этом средняя скорость распространения пламени была равна 10 м/с. Проводя анализ этих данных можно заметить, что средняя скорость распространения пламени увеличилась примерно в 2,17 раза при том, что интенсивность турбулентности возросла всего в 1,7 раза, что говорит о том, что на скорость распространения пламени также оказывает заметное влияние конвективная скорость потока, которая увеличилась в 3,4 раза.

Рассматривая заключительную фазу горения, отметим следующую тенденцию, полученную у обоих двигателей, что средняя скорость распространения пламени уменьшается примерно в 3 раза быстрее уменьшения интенсивности турбулентности, что указывает на то, что скорость распространения пламени в заключительной фазе в основном зависит от интенсивности турбулентности и практически не зависит от переносной скорости потока, так как при приближении к стенкам скорости потока падают и становятся практически одинаковыми, близкими к нулю.

Это позволяет проводить процесс горения за более короткое время и, следовательно, повысить коэффициент активного тепловыделения, и как следствие уменьшается количество не сгоревших углеводородов.

Исходя из всего перечисленного следует, что в процессе проектирования двигателя внутреннего сгорания необходимо проектировать впускные каналы таким образом, чтобы создавать в камере сгорания наибольшую турбулентность, а также существование конвективной скорости потока ТВС. При этом стараться проектировать камеры сгорания как можно компактней для того, чтобы уменьшить длительность заключительной фазы и тем самым длительность всего процесса горения.

1.2 Результаты исследований по гипотезе того, что электропроводность пламени в условиях ДВС является весьма информативным параметром оценки состояния рабочего тела

Современный уровень развития электроники позволяет продолжить развитие методологии использования электропроводности пламени для систем исследования сгорания и управления двигателем. Это подтверждается интересом к данной теме ведущих разработчиков автомобильных двигателей, таких как Mitsubishi, Daimler Chrysler и др., и разработчиков электронных систем управления (BOSCH, DELPHI, MECCEL, Adrenaline research и др.). В основном, в их исследованиях, в качестве ионизационного датчика использовалась свеча зажигания. Но такой подход позволяет исследовать только небольшую зону камеры сгорания в районе свечи зажигания. В то же время, как показали исследования, проведенные на кафедре «Тепловые двигатели» ТГУ, остальные зоны камеры сгорания являются весьма информативными с точки зрения анализа образования токсичных компонентов и эффективности рабочего процесса.

В некоторых работах ионизационные зонды использовались для проверки расчетов процесса сгорания при доводке конструкции камеры

сгорания. При этом в публикациях не приведены сведения, достаточные для воспроизведения данного исследовательского инструмента. При этом в иностранных публикациях также упоминаются как нерешенные некоторые из вышеописанных вопросов.

Таким образом, для создания систем мониторинга ионного тока в камере сгорания ДВС и как надежного исследовательского инструмента, и как элемента систем управления двигателем с обратной связью, требуются дополнительные исследования.

Поэтому планируются эксперименты, позволяющие оценить взаимосвязь параметров состояния рабочего тела с электропроводностью пламени как в лабораторных условиях в камере сгорания одноцилиндровой исследовательской установки, так и в условиях реального транспортного двигателя ВАЗ. При этом будут решены поставленные выше вопросы помехозащищенности измерительных схем, сравнительного анализа их различных вариантов, конструктивных особенностей ионизационных зондов, влияния присадок и т.д. Т.е. будут разработаны методологические основы реализации систем исследования горения в условиях ДВС и управления двигателем с использованием информации, полученной непосредственно в камере сгорания.

В настоящей работе, результаты экспериментов планируется использовать при разработке уточненной модели сгорания, имеющей возможность встраивания в расчетные пакеты (например, Fluent). При этом предлагается подход, основанный на гипотезе взаимосвязи ионного тока и нормальной скорости распространения пламени.

Нормальная скорость распространения пламени является фундаментальной величиной, интегрально характеризующей интенсивность химических реакций горения. Причем, в условиях ДВС (постоянно и неравномерно изменяющихся во времени и пространстве камеры сгорания) прямая оценка её значений является очень сложной (а, возможно, и неразрешимой) задачей как математической, так и экспериментальной.

Значения нормальной скорости распространения пламени входят в уравнения, описывающие скорость турбулентного пламени в современных моделях сгорания, используемых для трехмерного моделирования горения. Например, в TFSCM-модели, применяемой в программе FIRE (ф. AVL) для расчета сгорания гомогенных и негомогенных смесей в двигателях с искровым зажиганием, используются значения нормальной скорости распространения пламени, определяемые по эмпирическим зависимостям от давления и температуры. Значения давления и температуры в камере сгорания, в свою очередь, тоже зависят от скорости сгорания, поэтому сходимость расчетной модели с экспериментальными данными достигается весьма трудоемким и сложными подбором коэффициентов, зачастую требующим экспериментальной калибровки модели. Особенно это касается расчета сгорания при использовании альтернативных топлив или добавок в традиционное топливо.

Такие же проблемы имеют место и в современном моделировании образования несгоревших углеводородов при работе любых энергетических установок, сжигающих углеводороды. То есть используются в основном эмпирические данные, позволяющие описать процесс образования несгоревших углеводородов (например, в цилиндре ДВС) непосредственно в зависимости от конструктивных и режимных параметров (степень сжатия, степень рециркуляции отработавших газов и т.д.).

### 1.3 Эффект эксплуатационных режимов на продолжительности сгорания

#### 1.3.1 Влияние скоростного режима работы двигателя на продолжительность сгорания

Рисунок 1.8 показывает, что продолжительность сгорания (в миллисекундах) уменьшается с ростом частоты вращения двигателя (в

обороте в минуту). Это – объясняется влиянием турбулентности. С увеличением частоты вращения двигателя, турбулентность в цилиндре увеличивается, приводя к лучшей теплопередаче между сгоревшей и несгоревшей ТВС.

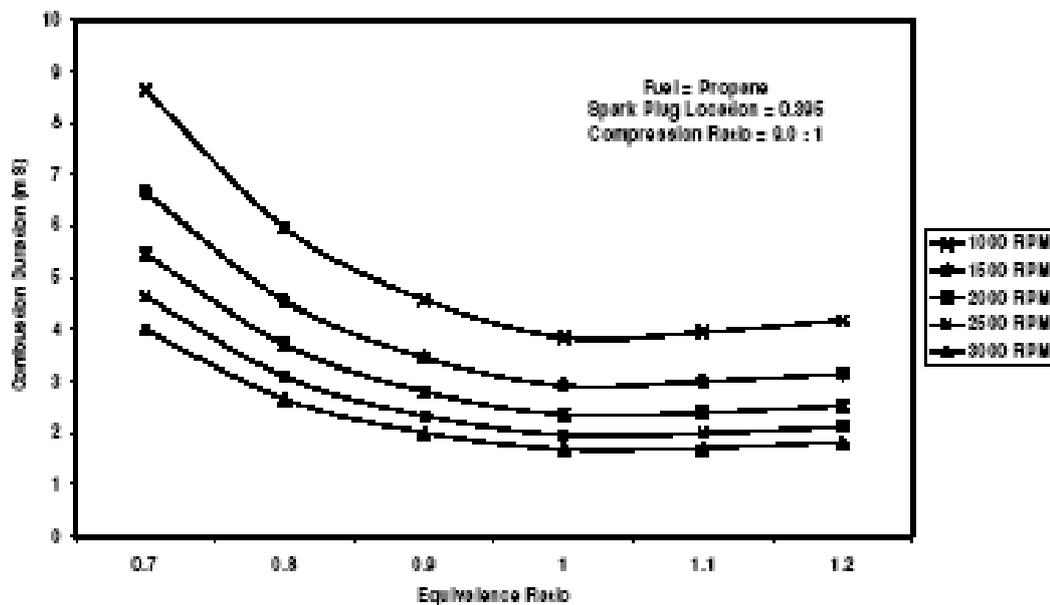


Рисунок 1.8 - Изменение продолжительности сгорания от состава смеси  $1/\alpha$  при различных частотах вращения двигателя.

### 1.3.2 Влияние состава смеси на продолжительность сгорания

Из рисунка 1.8 можно наблюдать, что, работая в бедных или богатых смесях, продолжительность сгорания имеет тенденцию увеличиваться. Этот эффект является более преобладающим на более низких скоростях. Это - из-за меньшей тепловой энергии, освобожденной от более бедной смеси, которая увеличивает задержку зажигания и замедляет распространение пламени. Температура пламени низка в бедных и богатых смесях. Для богатых смесей, неполное сгорание из-за дефицита кислорода также оказывает неблагоприятный эффект на скорость пламени. Из этого рисунка может также быть замечено, что продолжительность сгорания минимальна для состава смеси  $1/\alpha$  близкого к 1.1.

### 1.3.3 Влияние степени сжатия на продолжительность сгорания

Рисунок 1.9 показывает, что продолжительность сгорания уменьшается с увеличением степени сжатия. Это - из-за увеличения температуры и давления в конце сжатия и уменьшения количества остаточных газов в объеме. Это создает благоприятное условие для сокращения задержки зажигания и увеличения скорости пламени.

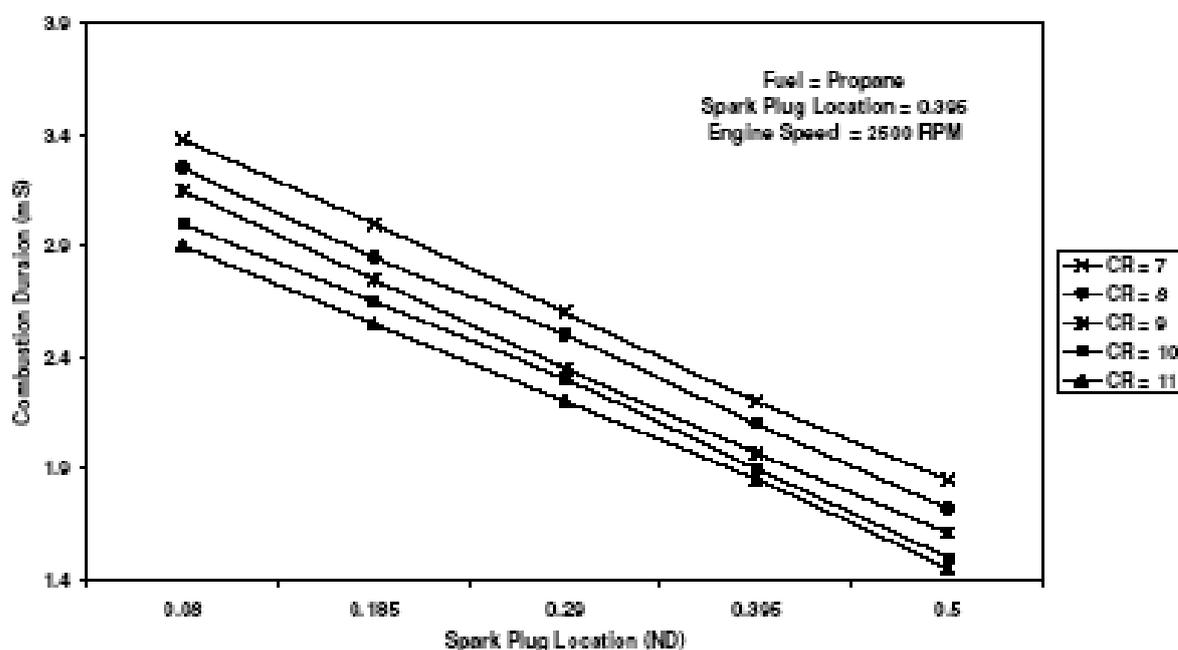


Рисунок 1.9 - Изменение продолжительности сгорания в зависимости от местоположения свечи зажигания при различных степенях сжатия,  $\alpha = 1.0$ ,  $n = 2500$  об/мин.

### 1.3.4 Эффект местоположения свечи зажигания на продолжительности сгорания

Рисунок 1.9 показывает влияние степени сжатия и местоположения свечи зажигания на продолжительности сгорания. На рисунке 1.9 показано перемещение свечи зажигания от периферийного положения, (то есть. Безразмерный коэффициент = Расстояние от свечи до ближайшей

стенки/диаметр цилиндра =  $X = 0.08$ ) к центру (то есть.  $XSP = 0.5$ ). Такое перемещение свечи зажигания уменьшает продолжительность сгорания. Это - из-за уменьшения расстояния которое необходимо пройти фронт пламени. Местоположение искры зажигания имеет больший эффект для подавления детонации.

### 1.3.5 Эффект угла опережения зажигания на продолжительности сгорания

Рисунок 1.10 показывает влияние угла опережения зажигания на продолжительности сгорания. Исследования показали, что наибольший крутящий момент соответствует минимальной продолжительности сгорания.

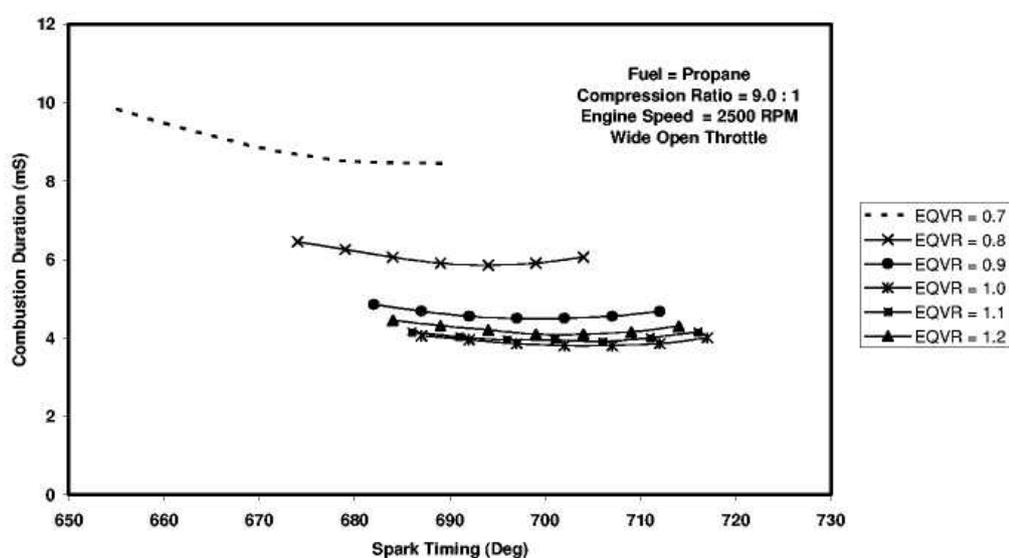


Рисунок 1.10 - Изменение продолжительности сгорания в зависимости от угла опережения зажигания при различных составах смеси.

### 1.3.6 Влияние продолжительности сгорания на параметры рабочих характеристик двигателя

После изучения эффекта рабочих параметров на продолжительности сгорания, был исследован эффект продолжительности сгорания на рабочих

характеристиках двигателя. Перед переходом далее, позвольте нам обсуждать некоторые аспекты процесса сгорания.

Теоретически, время сгорания должна быть таким, что продолжительность сгорания является минимальной с высокой степенью повышения давления. Давление должно быть максимальным в ВМТ, чтобы произвести большую силу, действующую в течение периода расширения.

Рисунки 1.8, 1.9 и 1.10 показывают, что увеличение продолжительности сгорания увеличивает пиковую температуру (для сгоревшей и несгоревшей смеси), так же как эффективное давление уменьшаться. Это происходит, потому что увеличиваются процент отдаваемого тепла в систему охлаждения. С другой стороны, потому что увеличение продолжительности сгорания увеличивает скудный предел осечки, есть уменьшение в BSFC к определенному пределу и усовершенствовании тепловой эффективности. Поэтому, становится ясно, что любая попытка увеличивать продолжительность сгорания или уменьшить степень сжатия, располагая свечу зажигания около периферии или работать в более бедных смесях, делается с целью улучшить экономичность двигателя, но, при этом уменьшается выходная мощность.

Дальнейшая анализ рисунков приводит к заключению, что для лучших рабочих характеристик по мощности и экономичности, продолжительность сгорания должна быть между 4-6 миллисекундами, что означает, что двигатель должен работать на смесях в пределах стехиометрического. Исследования показали что

### 1.3.7 Влияние продолжительности сгорания на токсичность

С точки зрения эмиссии, это может быть замечено по рисункам (1.11 и 1.12) что и CO и выделения NO<sub>x</sub> ниже, когда продолжительность сгорания выше чем это для лучших рабочих характеристик. Этот implies, что условия для минимальной токсичности не то же самое как те для лучших рабочих

характеристик. Далее, хотя диапазон в 4-6 миллисекунд выглядит благоприятным для всех частот вращения двигателя относительно CO, это не имеет место на более низких скоростях NO выделении. Также замеченный, что CO и NO выделения ниже, когда продолжительность сгорания высока, это - то, потому что это позволяет больше времени для сгорания заканчивать, следовательно концентрация CO уменьшилась. Далее, при более высокой продолжительности сгорания (рисунки 1.11 и 1.12), пик сгорания смещается на расширение, что снижает температуру цикла, и поэтому выбросы NO снижается. С другой стороны, уменьшая продолжительность сгорания вне определенного предела, уменьшает концентрацию NO из-за меньшего количества времени подвергания продуктов сгорания к пиковой температуре цилиндра. Если смесь сделана прогрессивно богатой, уменьшения продолжительности сгорания. Из-за богатой смеси, формирование увеличений CO.

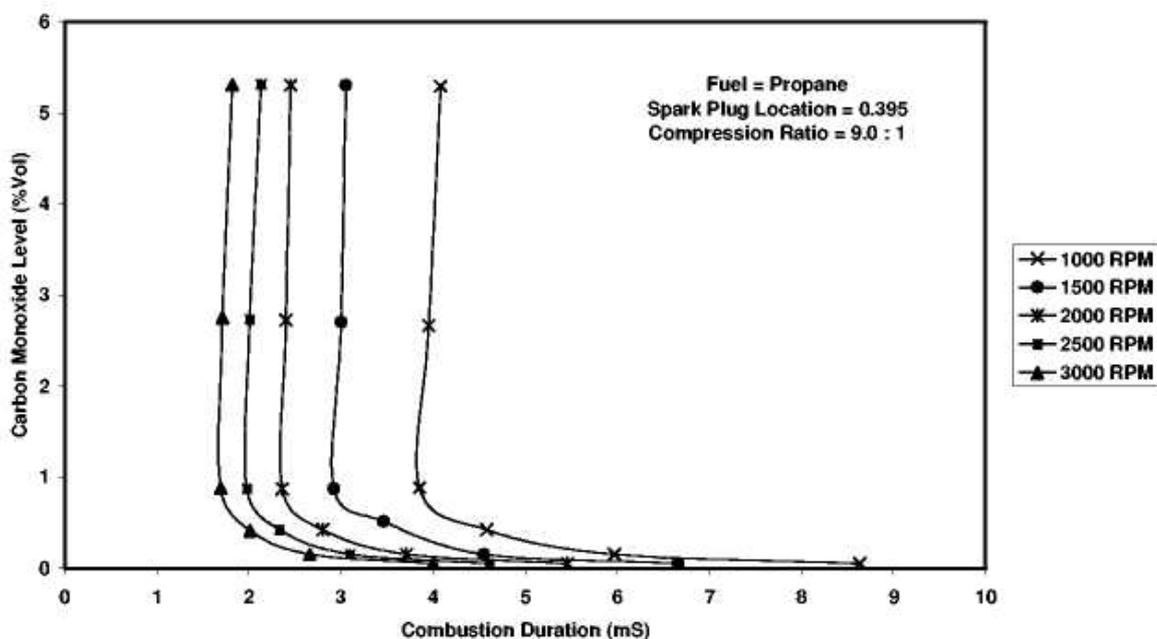


Рисунок 1.11 - Изменение концентрации Угарного газа (CO) с продолжительностью сгорания при различных частотах вращения двигателя.

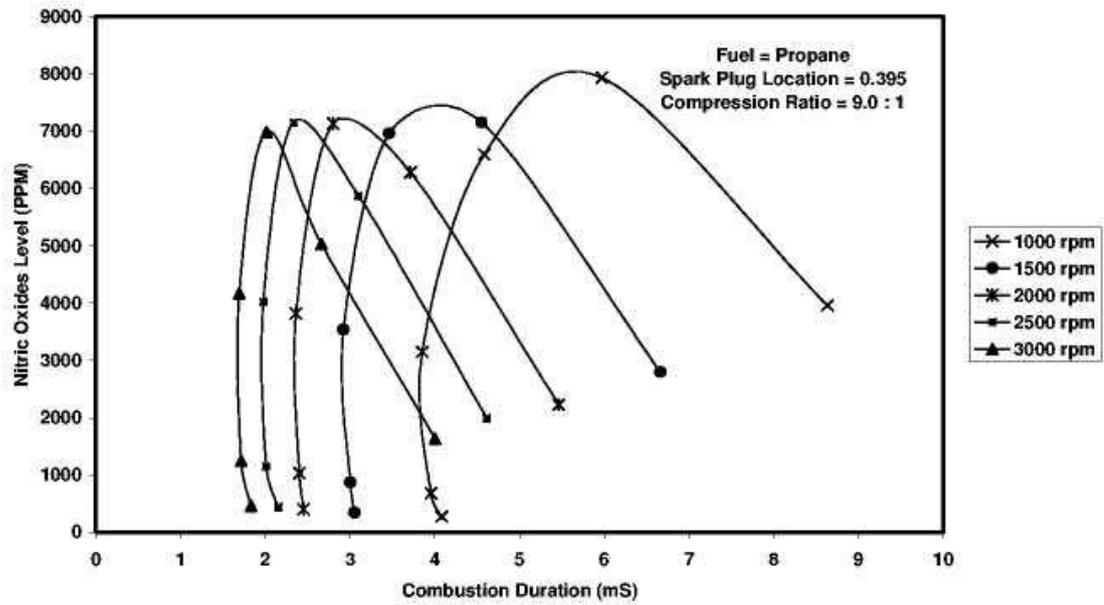


Рисунок 1.12 - Изменение концентрации оксидов азота (NO) с продолжительностью сгорания при различных частотах вращения двигателя.

## Глава 2 Оборудование, использованное в эксперименте, и методика обработки экспериментальных данных

### 2.1 Описание экспериментальной установки УИТ-85

УИТ-85 – одноцилиндровая установка, предназначенная для измерения антидетонационной стойкости топлив, применяемых в ДВС, по исследовательскому и моторному методам, показана на рисунке 2.1.

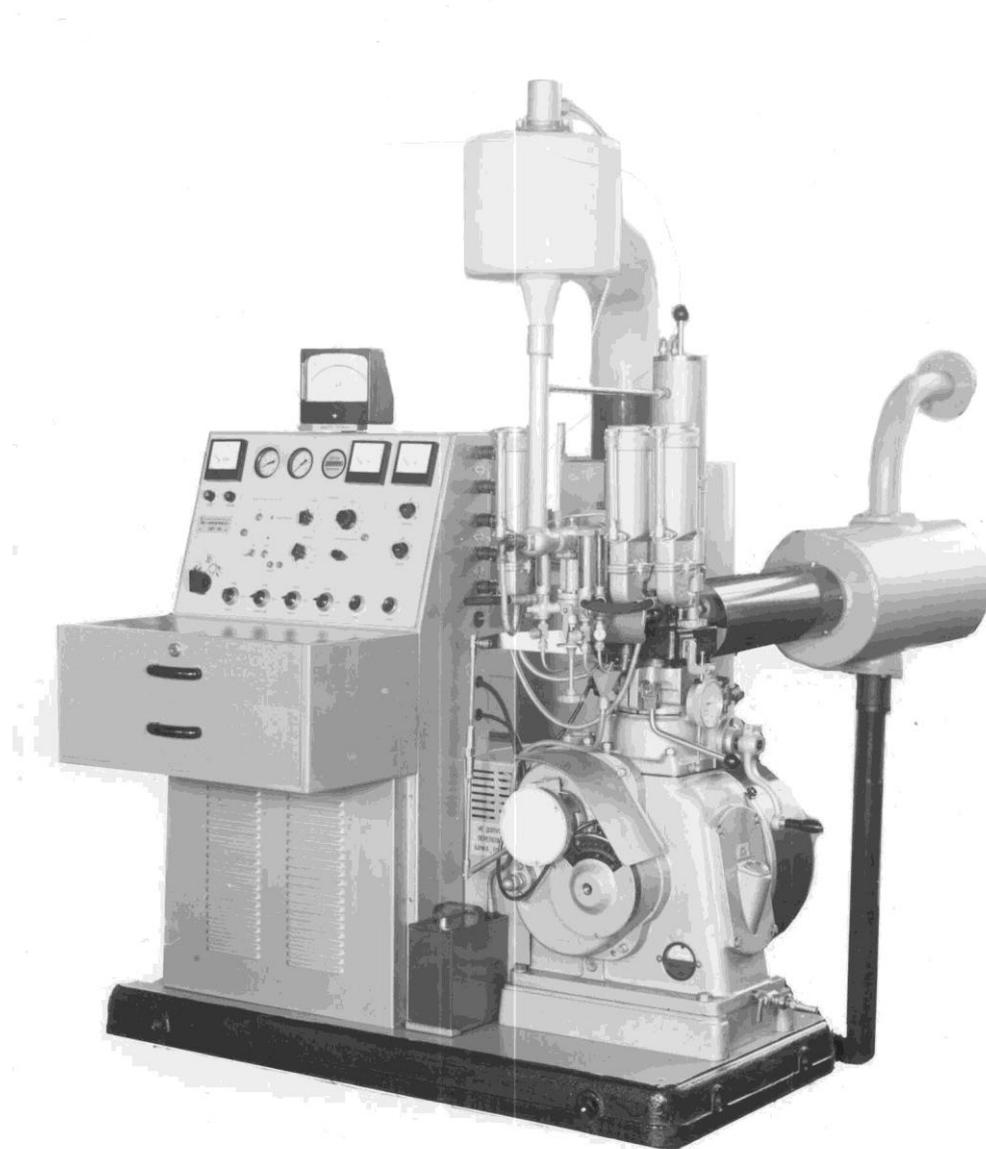
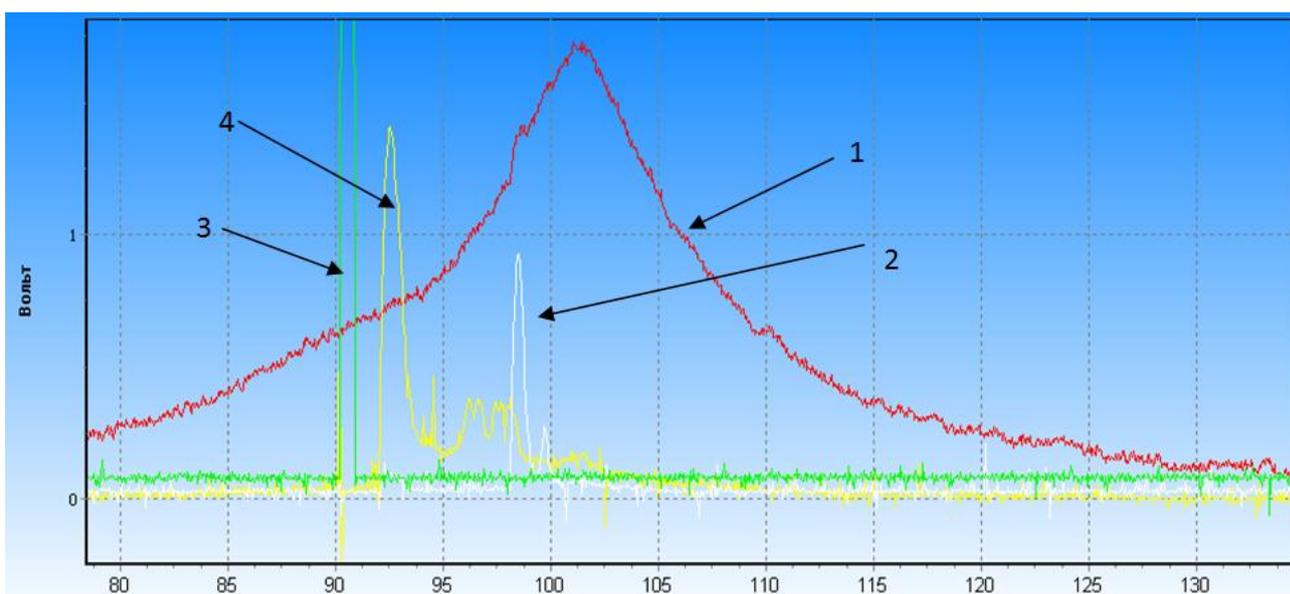


Рисунок 2.1 – Общий вид УИТ-85

Исследование процесса сгорания проводилось в большей части на установке УИТ-85, при этом измерялись параметры искрового разряда, индикаторного давления, а также параметры электропроводности пламени, в начальной у свечи зажигания и в удаленной части камеры сгорания. На рисунке 2.2 представлена фотография основных сигналов регистрируемых осциллографом. Основной датчик ионизации представлен на рисунке 2.3.



1 – ионизация в конце камеры сгорания; 2 – давление в цилиндре;  
3 – характеристики искрового разряда; 4 – ионизация у свечи зажигания

Рисунок 2.2 – Регистрируемые сигналы



Рисунок 2.3 – Пяти электродный датчик ионизации применяемый в УИТ-85

## 2.2 Испытание на двигателе ВАЗ на режиме холостого хода при степени сжатия 7,5

Цель работы: Исследовать влияние добавки водорода на протекание процесса сгорания с использованием датчиков ионизации и давления в ДВС с искровым зажиганием, для определения условий влияющих на изменение скорости и устойчивости сгорания, как фактора определяющего снижение токсичности и повышение эффективности процесса сгорания.

Гипотеза:

1. Водород влияет на скорость протекания процесса сгорания углеводородных топлив (бензин, природный газ), и соответственно влияет на токсичность ОГ.
2. Электропроводность пламени отражает протекание процесса сгорания во фронте пламени у датчика ионизации.

Задачи планируемых экспериментов:

1. Определить влияние водорода на время (среднюю скорость) сгорания, а также на локальные характеристики электропроводности в зоне выпускного клапана и в зоне свечи зажигания для метановоздушной (СПГ) смеси: по оборотам двигателя, по нагрузке, по углу опережения зажигания, по составу смеси  $\alpha$ .
2. Определить влияние водорода на индикаторную диаграмму (крутящий момент) метановоздушной (СПГ) смеси: по оборотам двигателя, по нагрузке, по углу опережения зажигания, по составу смеси  $\alpha$ .
3. Определить влияние водорода на токсичность ОГ метановоздушной (СПГ) смеси: по оборотам двигателя, по нагрузке, по углу опережения зажигания, по составу смеси  $\alpha$ .
4. Оценить температуру ОГ в зоне расположения альфаметра и газоотборника газоанализатора (как вариант у кат. коллектора).

### **Планируемое для использования исследовательское оборудование:**

1. Датчик давления.
2. Датчики ионизации.
3. Тормоз-динамометр.
4. Газоанализатор.
5. Альфаметр.
6. Термопары.
7. Датчик искры.
8. Датчик положения КВ.
9. Расход водорода.
10. Расход СПГ.
11. Расход воздуха массовый по расходомеру Bosh и Ирга (для стенда в 6 боксе).
12. Инженерный блок управления работой ДВС (регистрация всех параметров при выходе на режим).
13. Двигатель ВАЗ-2111.

Планируемые режимы проведения замеров

На сжатом природном газе:

1. По УОЗ с фиксированным расходом водорода 3 режима примерно 5%, 10% и 15% добавляемого водорода и составе смеси  $\alpha = 1$ .
2. По составу смеси с фиксированным расходом водорода 3 режима примерно 5%, 10% и 15% добавляемого и УОЗ из условия максимального крутящего момента. (Состав смеси  $\alpha$  варьируется с шагом примерно 0,1)

В соответствии с техническим заданием, календарным планом работ и результатами ранее выполненных исследований спроектированы, изготовлены и смонтированы в головку 3-го цилиндра 4-х цилиндрового двигателя ВАЗ семь ионизационных датчиков: у свечи зажигания, у впускного и выпускного клапанов, в зоне вытеснителя в наиболее удаленной от свечи зажигания зоне.

В головке 2-х цилиндрового двигателя ВАЗ смонтированы ионизационные датчики иной конструкции: у впускного и выпускного клапанов, у свечи зажигания и в зоне вытеснителя в наиболее удаленной от свечи зажигания зоне.

Фотографии головки с ионизационными датчиками представлены на рисунке 2.4.

Для проведения испытаний двигателей с системами ионизационных датчиков разработаны и изготовлены блок питания и система одновременной регистрации параметров работы двигателя, определяющих характеристики рабочего процесса. Отладочные испытания показали, что разработанные системы полностью отвечают необходимым требованиям по точности и быстродействию измерения быстропротекающих параметров рабочего процесса.

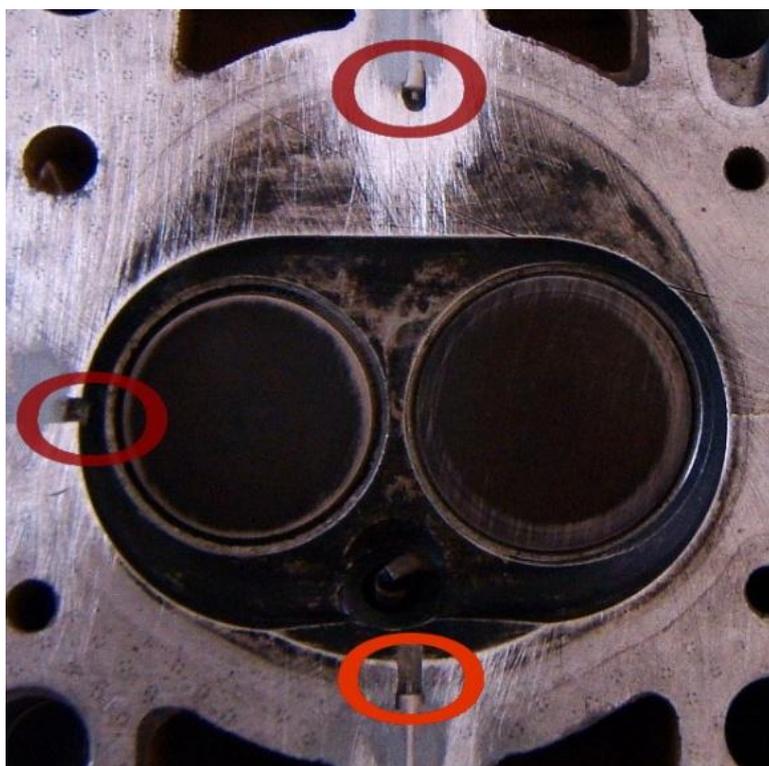


Рисунок 2.4 – Датчики ионизации в головке блока двигателя ВАЗ-1111

## ГЛАВА 3 Результаты экспериментов и их анализ

### 3.1 Результаты экспериментального исследования проведенного на УИТ-85

Представленные результаты экспериментальных исследований, позволяют определять скорость распространения пламени в цилиндре двигателя если допустить, что фронт пламени распространяется сферически от свечи зажигания, а именно в первой фазе, это средняя скорость на участке от свечи зажигания до электрода датчика находящегося в семи миллиметрах от электрода свечи, также скорость в основной фазе, как средняя скорость на участке от электрода свечи зажигания до электрода датчика расположенного в 80 или 85 мм от свечи зажигания, также возможно, при принятии выше упомянутого допущения, определение средней скорости на участке от сферы радиусом в 7 мм (расположение датчика у свечи зажигания) до электрода датчика на противоположном конце камеры сгорания.

Представлен результат анализа изменения средних скоростей распространения фронта пламени в основной фазе сгорания в виде графика зависимости от коэффициента избытка воздуха на рисунке 3.1, для УИТ-85 при работе на сжатом природном газе и бензине в различных циклах проведения экспериментов. Анализ рисунка 3.1 показывает, что максимум средних скоростей в основной фазе сгорания приходится, при работе на бензине, на коэффициент избытка воздуха близкий к 0,9, а при работе на сжатом природном газе на значения близкие к 1,0, то есть к стехиометрическому составу смеси. Это говорит о значительных различиях в механизме сгорания при работе на жидких и газообразных топливах, что требует индивидуального подхода к определению характеристик сгорания для каждого из применяемых топлив.

Также проведен анализ влияния угла опережения зажигания на среднюю скорость распространения фронта пламени в основной фазе сгорания, который представлен на рисунке 3.2.

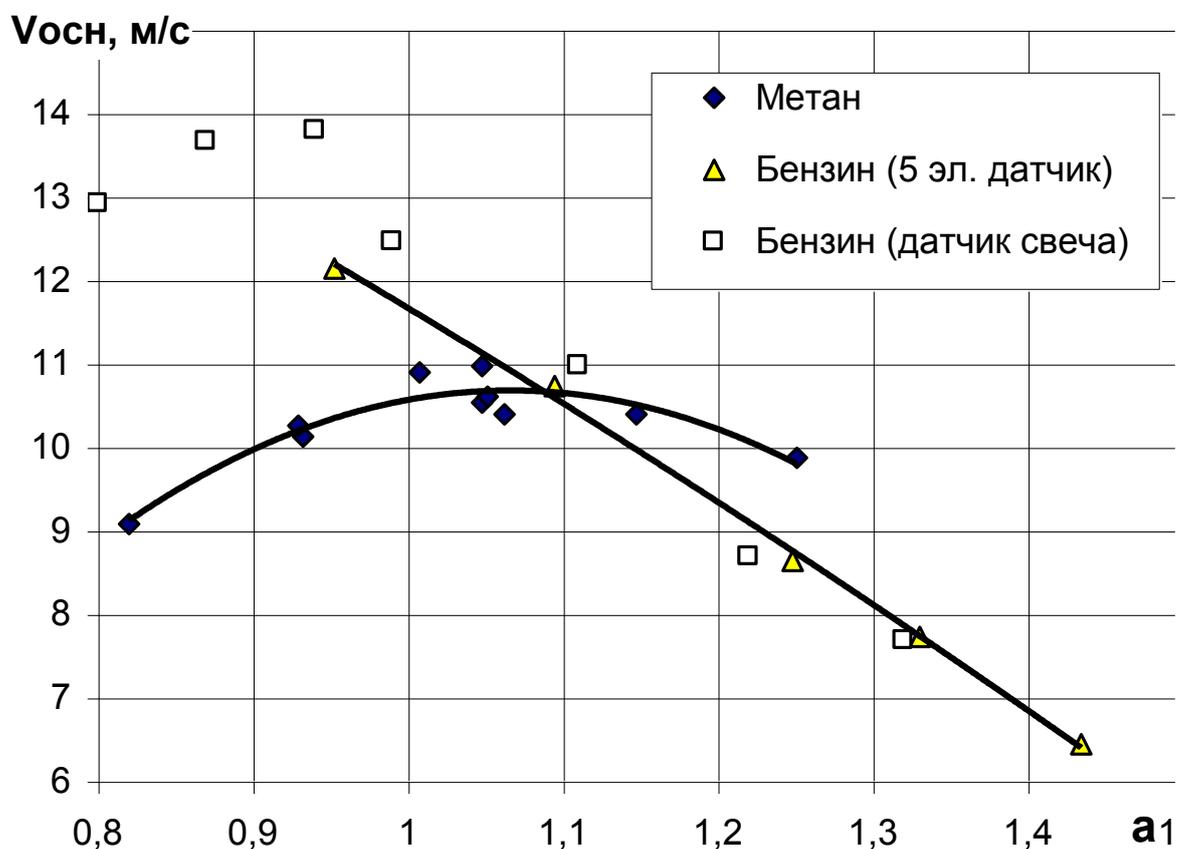


Рисунок 3.1 - Графика зависимости средних скоростей распространения фронта пламени в основной фазе сгорания от коэффициента избытка воздуха при работе на сжатом природном газе и бензине в различных циклах проведения экспериментов: УИТ-85, степень сжатия = 7, частота вращения =  $600 \text{ мин}^{-1}$ , УОЗ=13° П.К.В.

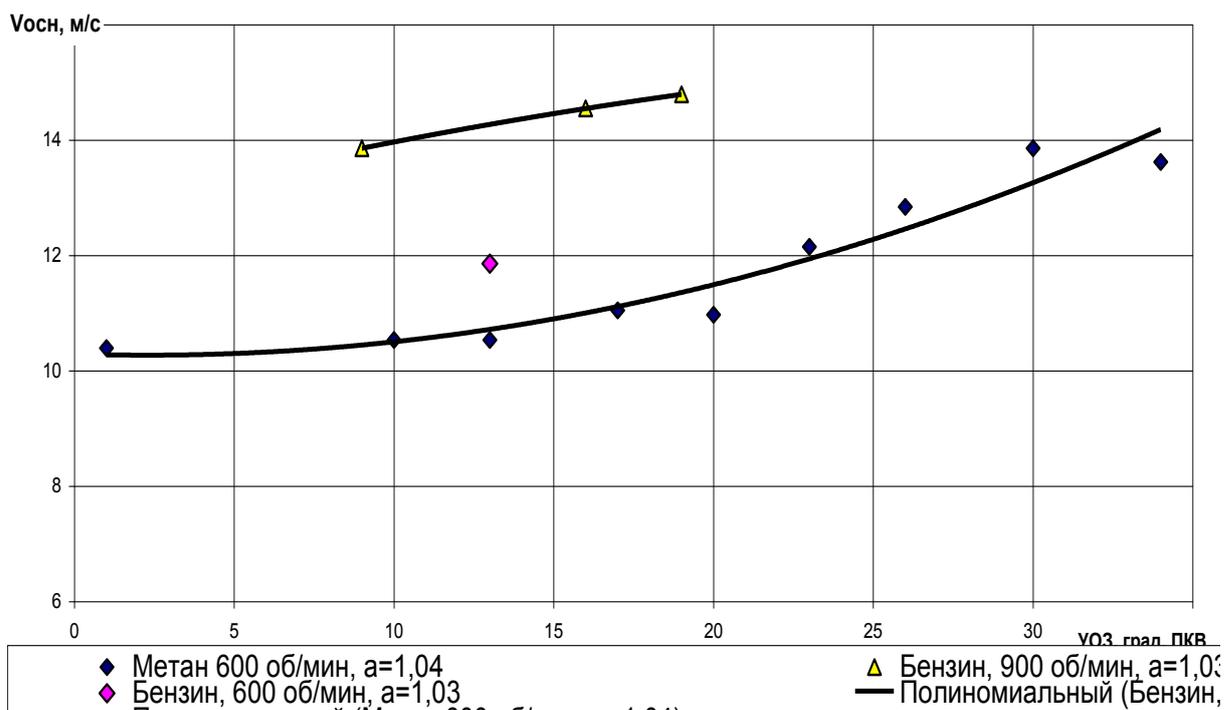


Рисунок 3.2 – Графика зависимости средних скоростей распространения фронта пламени в основной фазе сгорания от угла опережения зажигания, для близкого к стехиометрическому составу смеси при работе на сжатом природном газе и бензине в различных циклах проведения экспериментов:

УИТ-85, степень сжатия = 7, частота вращения = 600 и 900 мин<sup>-1</sup>

Экспериментальная оценка влияния угла опережения зажигания на среднюю скорость распространения фронта пламени в основной фазе сгорания показывает её увеличение при росте УОЗ во всем диапазоне рассматриваемых углов опережения зажигания (от 0 до 33 град. ПКВ), что конечно же является особенностью данной одноцилиндровой установки, при большем увеличении УОЗ он непременно где-то должен давать перегиб. Так как средняя скорость распространения фронта пламени во многом определяет значения максимального давления в цилиндре двигателя. По этому проведен анализ изменения максимального давления в относительных величинах, то есть давление отнесенное к давлению при стехиометрическом составе смеси. Это делается для того чтобы сгладить разность при наполнении цилиндра получаемую при переходе от жидкого к газообразному топливу. Полученный график представлен на рисунке 3.3, где показано

сравнение относительных давлений при работе на бензине и на сжатом природном газе. Видно, что относительные значения для бензина и сжатого природного газа находятся в пределах погрешности эксперимента для бедных составов смеси, но в тоже время в зоне богаты смесей наблюдается схожая картина, как и для сравнительного анализа средних скоростей распространения фронта пламени.

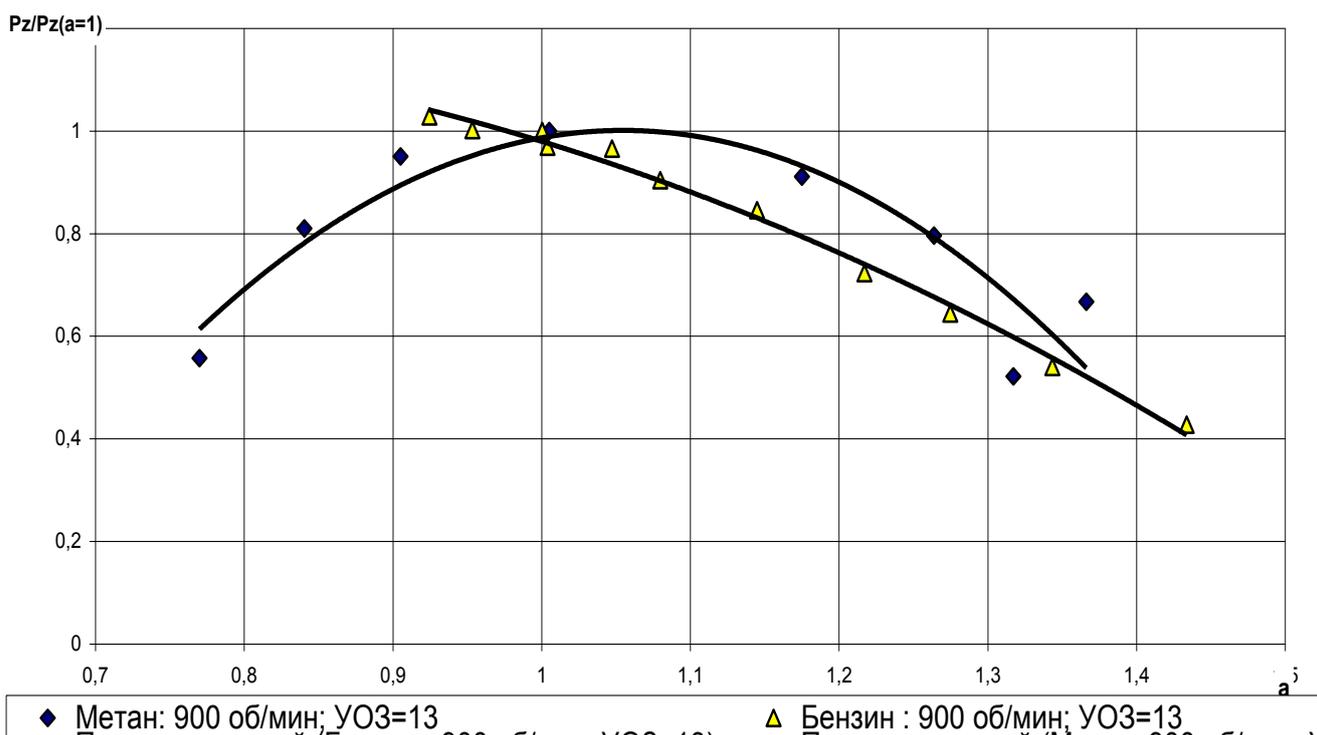


Рисунок 3.3 - График сравнения относительных давлений при работе на бензине и на сжатом природном газе, для УИТ-85 при  $n=900 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\text{УОЗ}=13^\circ$  ПКВ и  $\varepsilon = 7$

Действительные значения индикаторного давления снятого датчиком давления в цилиндре УИТ-85 представлены на рисунке 3.4, где видим что с обеднением смеси происходит снижение индикаторного давления в связи с меньшим количеством энергии выделяемой при сгорании, а также снижением скорости распространения фронта пламени, что также негативно сказывается на эффективности рабочего процесса.

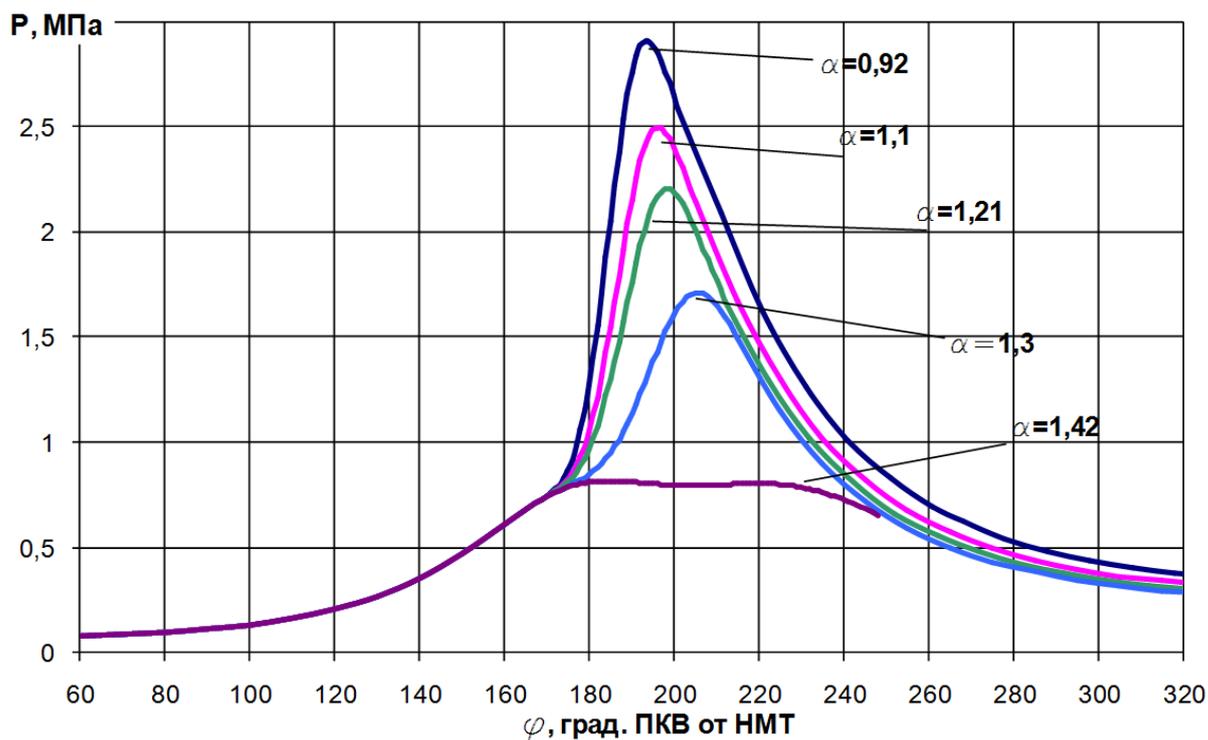


Рисунок 3.4 – Пример изменения индикаторного давления при варьировании коэффициентом избытка воздуха для бензовоздушной смеси в УИТ – 85, на частоте вращения  $900 \text{ мин}^{-1}$ , УОЗ =  $13^\circ$  ПКВ

Действительные значения максимального давления при работе сжатым природном газе приведены на рисунке 3.5. Анализ рисунков 3.4 и 3.5 подтверждает наличие связи средней скорости распространения фронта пламени в основной фазе сгорания с максимальными значениями индикаторного давления. Мы также видим, что для бензовоздушных смесей максимум давления располагается в зоне коэффициентов избытка воздуха равных 0,9, а при работе на сжатым природном газе эти значения также как и для скоростей распространения фронта пламени в основной фазе, находятся в стехиометрической зоне составов смеси.

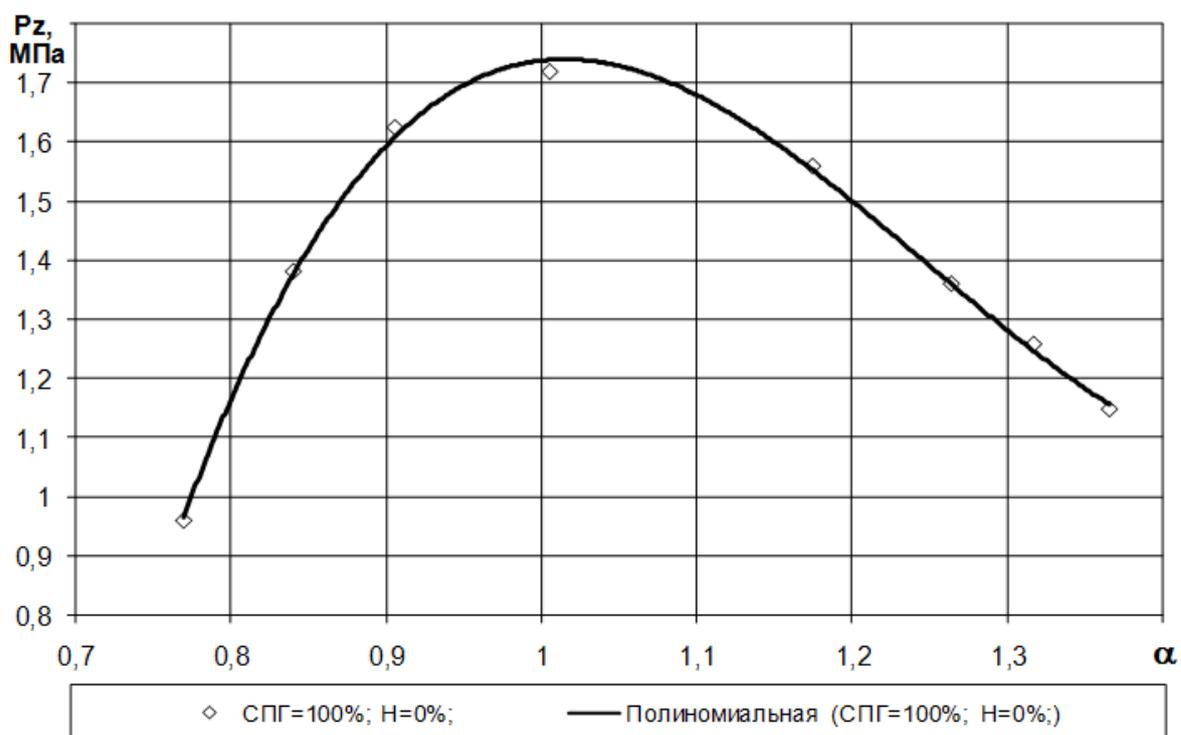


Рисунок 3.5 – Пример изменения максимальных значений индикаторного давления при варьировании коэффициентом избытка воздуха для УИТ – 85 работающего на сжатом природном газе, на частоте вращения  $900 \text{ мин}^{-1}$ , УОЗ =  $13^\circ$  ПКВ

Полученные экспериментальные данные свидетельствуют о важности исследований особенностей протекания процесса сгорания, тем самым способствуя увеличению знаний в этой области.

### 3.2 Оценка влияния добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени

Оценим добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени, на примере анализа экспериментальных данных полученных для УИТ-85. На рисунке 3.6 представлена взаимосвязь средней скорости распространения пламени с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ , при различных добавках водорода, для  $600$  и  $900 \text{ мин}^{-1}$  и УОЗ- $13$  град ПКВ. Анализируя полученную взаимосвязь, можно отметить, что добавка водорода

оказывает схожее влияние на среднюю скорость распространения фронта пламени, как при частоте вращения 600 так и 900 мин<sup>-1</sup>, но в тоже время если приглядеться то можно заметить что при 900 мин<sup>-1</sup> удельное влияние добавки водорода более значимо, что показывает значимость ламинарной скорости и физико-химических характеристик топлива на распространение турбулентного фронта пламени.

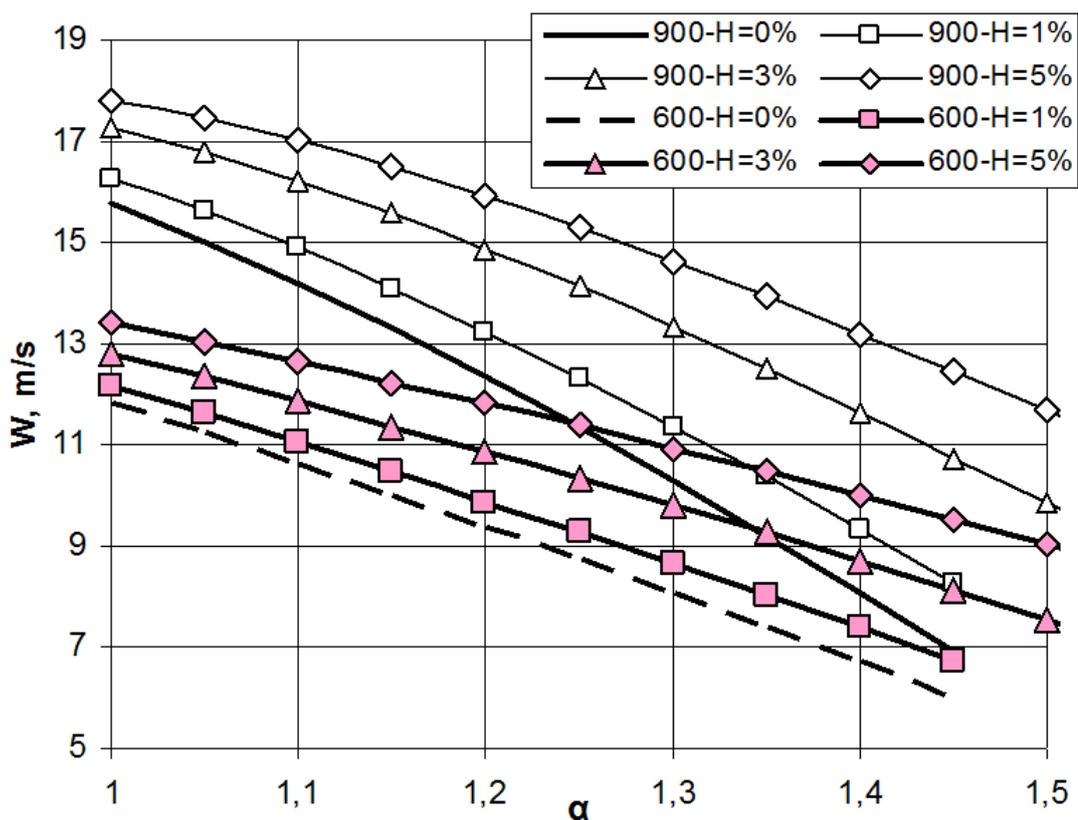


Рисунок 3.6 – Взаимосвязь средней скорости распространения пламени с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ , при различных добавках водорода, для 600 и 900 мин<sup>-1</sup> и УОЗ-13 град ПКВ.

Из анализа скоростей распространения пламени в основной фазе сгорания видно, что  $\alpha$  близких к стехиометрическим скорость распространения пламени в первую очередь определяется интенсивностью турбулентности заряда, а добавка водорода оказывает лишь незначительное влияние. В то же время при  $\alpha$  начиная с 1,2 влияние добавки водорода становится все более значительным, и при  $\alpha = 1,4$  влияние добавки водорода

на скорость распространения пламени становится более значимым, чем увеличение интенсивности турбулентности заряда.

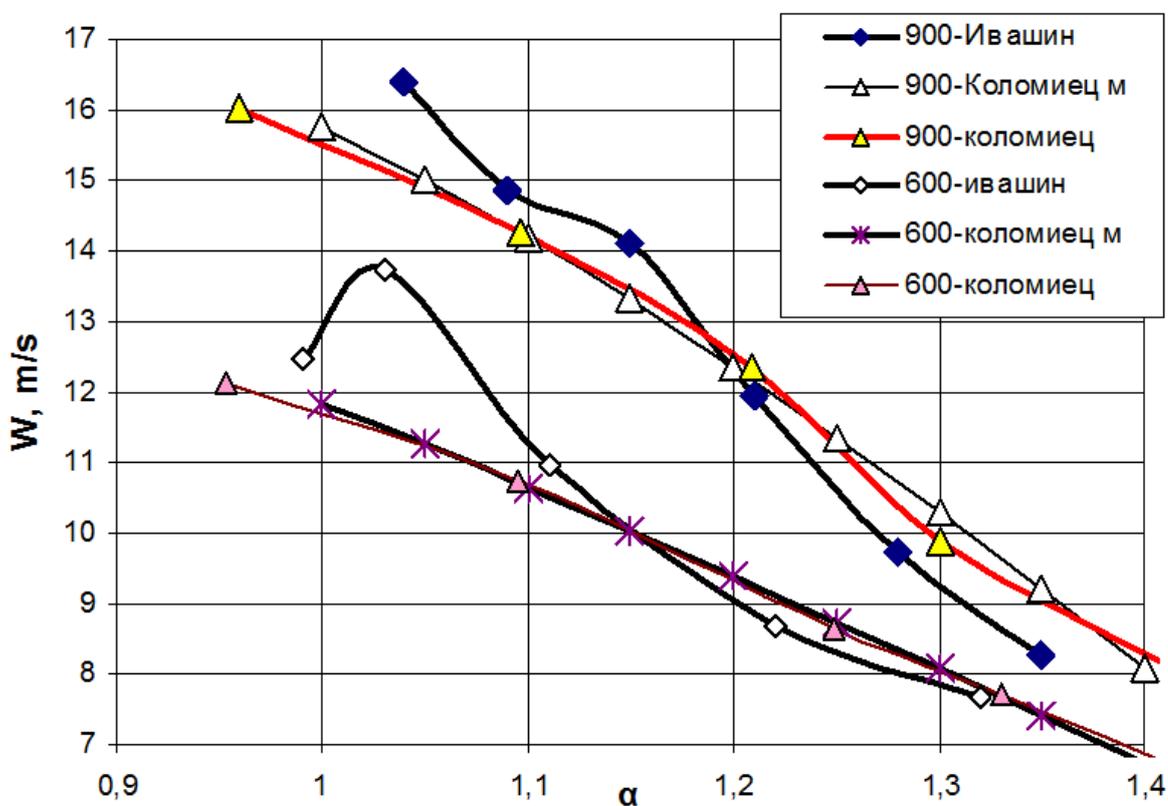


Рисунок 3.7 – Взаимосвязь средней скорости распространения пламени с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ , без водорода, для 600 и 900 мин<sup>-1</sup> и УОЗ-13 град ПКВ. По Ивашину и Коломийцу

Оценивая достоверность и повторяемость экспериментальных данных, была проведена оценка сходимости экспериментальных данных полученных в разные годы, на разном бензине (Аи-92 и Аи-95), разными датчиками и разными исследователями, для установки УИТ-85 без добавки водорода, на частотах вращения 600 и 900 мин<sup>-1</sup> и постоянном УОЗ = 13 град ПКВ (рисунок 3.7). Данные средней скорости распространения пламени, полученные с 5 электродного датчика, хорошо согласуются с данными, полученными П.В. Ивашиным.

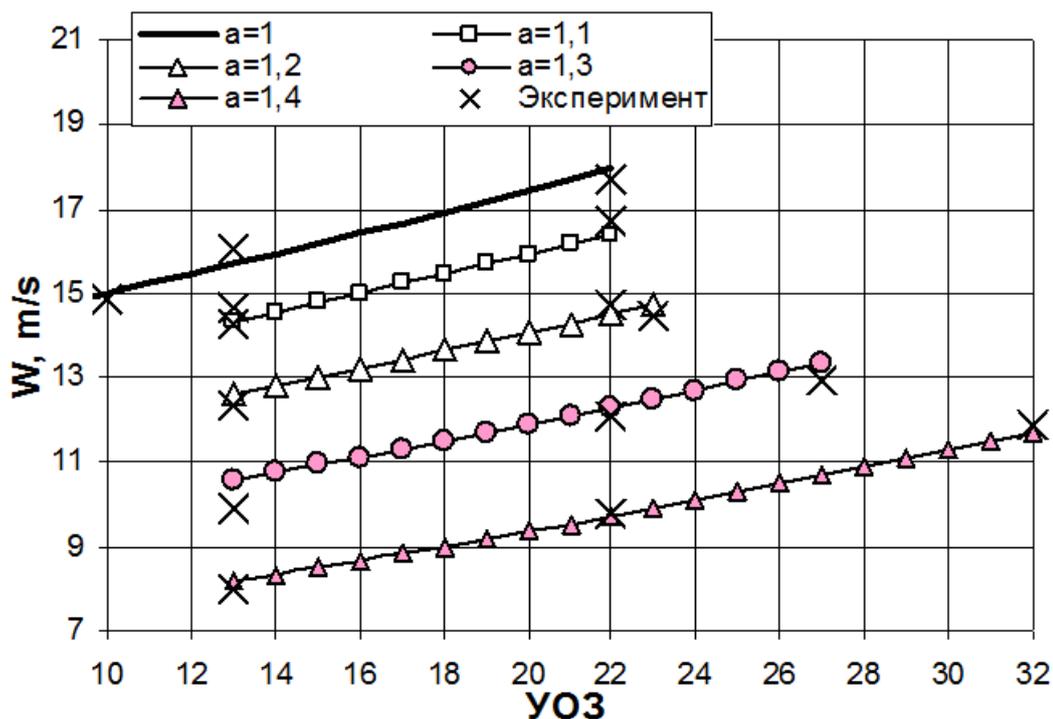


Рисунок 3.8 – Взаимосвязь средней скорости распространения пламени с УОЗ без водорода, при различных коэффициентах избытка воздуха  $\alpha$ , для  $900 \text{ мин}^{-1}$

Сгорание ТВС в КС проходит при постоянно изменяющемся давлении и температуре, что оказывает существенное влияние на скорость распространения пламени. В связи с этим была проведена оценка влияния угла опережения зажигания на при изменении коэффициента избытка воздуха при работе на бензине (рисунок 3.8) и при работе на бензине с 3% водорода (рисунок 3.9) Из рисунка 3.8 и 3.9 видно, что с увеличением УОЗ до некоторой величины скорость распространения пламени возрастает, это объясняется тем, что основная доля сгоревшего топлива приходится на сжатие при минимальном объеме КС вблизи ВМТ, что вызывает значительное повышение температуры и давления в цилиндре двигателя, тем самым, ускоряя процесс горения. Но слишком большой УОЗ приводит к тому, что основная часть ТВС сгорает до ВМТ и при большем объеме КС, что приводит, во-первых, к уменьшению скорости распространения пламени, а во-вторых, работа, совершаемая газом при сгорании, является

отрицательной, что недопустимо при работе ДВС. Маленький УОЗ приводит к тому, что основная часть ТВС выгорает при расширении, что значительно снижает мощностные и экономические показатели ДВС.

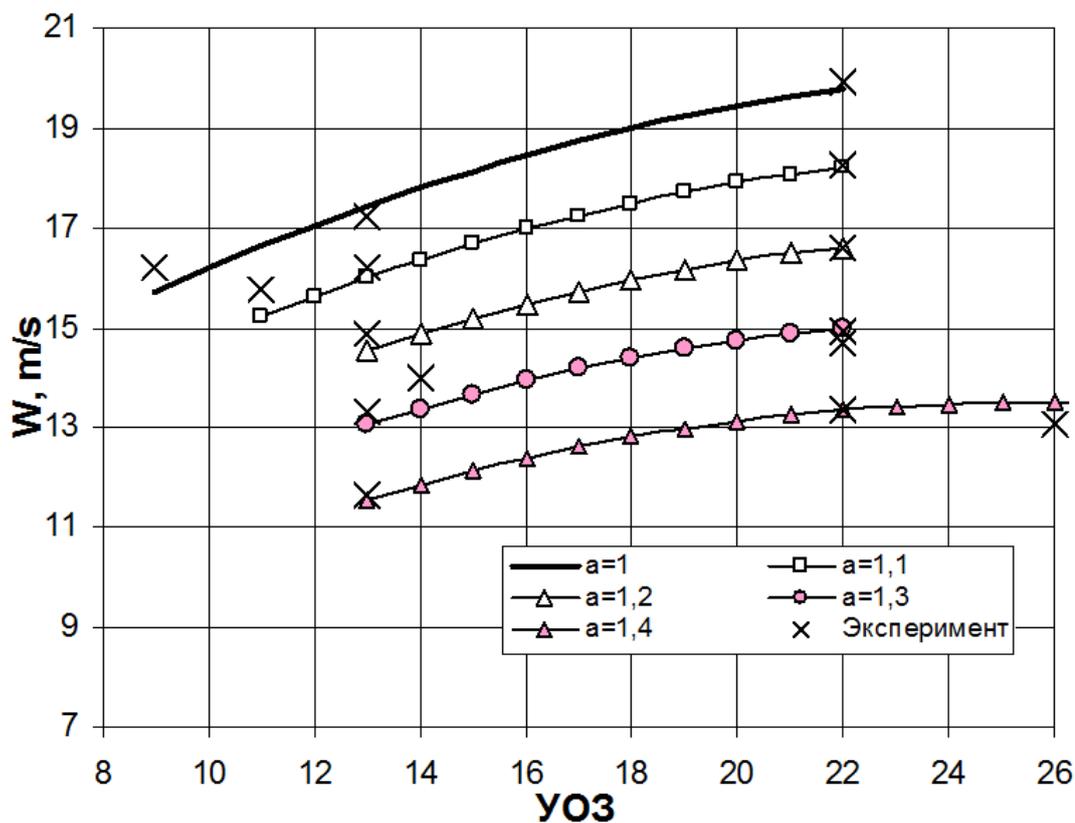


Рисунок 3.9 – Взаимосвязь средней скорости распространения пламени с УОЗ 3% водорода, при различных коэффициентах избытка воздуха  $\alpha$ , для  $900 \text{ мин}^{-1}$

Из анализа (рисунка 3.8 и 3.9) влияния УОЗ и добавки водорода на скорость распространения пламени, видно, что с увеличением  $\alpha$  – обеднением смеси влияние физических свойств ТВС (влияние УОЗ) уменьшается, и на скорость распространения пламени все большее влияние начинает оказывать добавка водорода.

Из всего выше сказанного следует вывод, что распространение пламени в смесях близких к стехиометрическим в основной фазе, подчиняется законам крупномасштабного турбулентного горения, а при обеднении смеси – масштаб турбулентного горения уменьшается, и при

очень бедных смесях приближается к мелкомасштабному распространению пламени.

Помимо знаний о характере распространения фронта пламени в основной фазе сгорания, также очень важно знать и характеристики распространения фронта пламени заключительной фазе сгорания в зоне электрода датчика ионизации. По этому на рисунке 3.10 представлена взаимосвязь скорости распространения пламени в “заклучительной” фазе с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ , при различных добавках водорода, режим работы  $600 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\text{УОЗ}=13^\circ\text{ПКВ}$ .

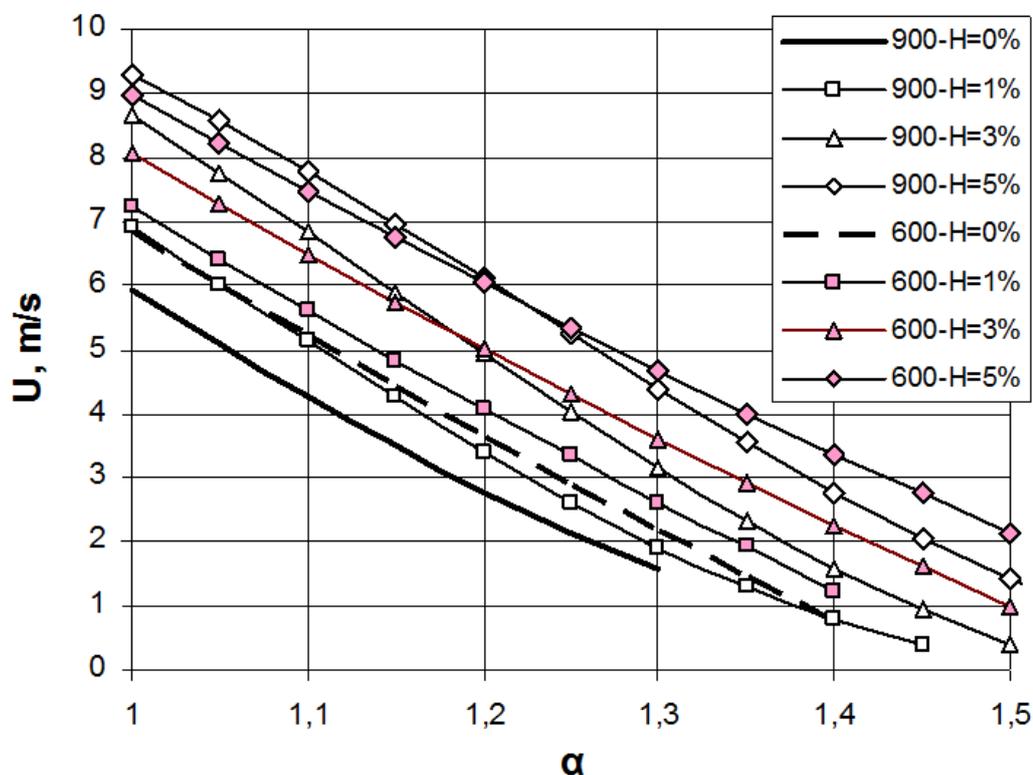


Рисунок 3.10 – Взаимосвязь скорости распространения пламени в “заклучительной” фазе с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ , при различных добавках водорода, режим работы  $600 \text{ мин}^{-1}$ ,  $\text{УОЗ}=13^\circ\text{ПКВ}$

Можно отметить, что скорости распространения пламени в “заклучительной” фазе, без водорода значительно отличаются, что связано с различными термодинамическими условиями потекания процесса догорания при увеличении частоты вращения, а именно значительно меняется объема

камеры в момент ухода ионного тока с датчика ионизации, как это представлено на рисунке 3.11. Но при этом при добавке 5% водорода по массе топлива, уже следует отметить практически идентичность скоростей в заключительной фазе сгорания что говорит о превалирующих характеристиках ламинарного пламени над турбулентным в этой фазе сгорания.

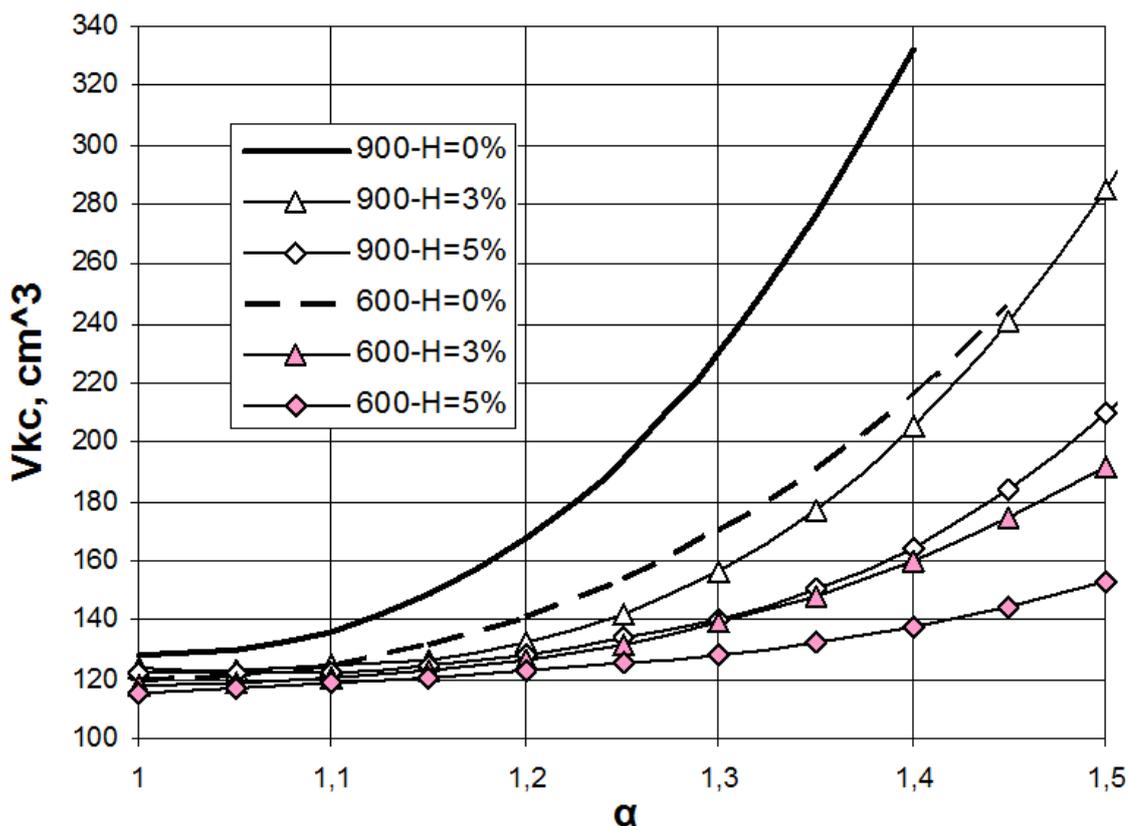


Рисунок 3.11 – Взаимосвязь объема камеры сгорания в момент ухода сигнала с датчика и коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ , при различных добавках водорода, режим работы 600 мин<sup>-1</sup>, УОЗ=13°.

Рассмотрение влияния водорода на скорость распространения пламени в заключительной фазе, показало что сгорание подчиняется законам сгорания при мелкомасштабной турбулентности. Так как скорость распространения пламени зависит как от масштаба турбулентности (H=3 и 5% рис 4), так и от температуры смеси, которую можно оценить степенью расширения заряда (рисунок 3.11).

Скорость распространения пламени при увеличении оборотов, растет не так значительно, как скорость перемещения поршня. В связи с этим увеличение оборотов приводит к протеканию процесса сгорания при больших объемах КС, рисунок 3.11. Причем, как отмечалось ранее, скорость распространения пламени с обеднением смеси меньше зависит от оборотов, поэтому разрыв между объемом КС при 600 и 900 мин<sup>-1</sup>, с обеднением смеси возрастает. Это приводит к уменьшению скорости распространения пламени в заключительной фазе, при увеличении оборотов, при этом добавление водорода уменьшает эту разницу (объем КС) и при достаточно близких объемах КС при смесях близких к стехиометрическим, скорость распространения пламени при увеличении оборотов растет.

Также для скорости распространения фронта пламени важное значение играет степень сжатия, по этому рассмотрено влияние степени сжатия и добавки водорода на средние скорости распространения фронта пламени в основной (рисунок 3.12), между электродами датчика ионизации (рисунок 3.13) и в зоне установки датчика ионизации (рисунок 3.14).

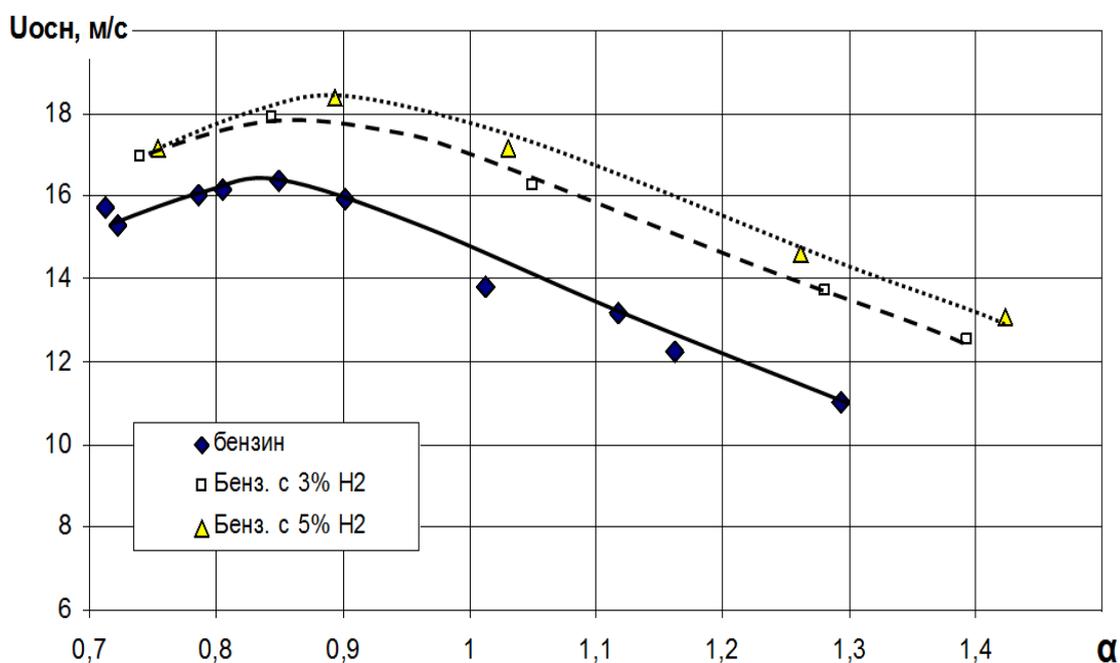


Рисунок 3.12 - Влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на среднюю скорость распространения фронта пламени в основной фазе сгорания, для УИТ-85,  $n=600$  мин<sup>-1</sup>,  $UO3=16$ ,  $\epsilon=5,9$ .

Из рисунка 3.12 видно, что добавка водорода в большей мере увеличивает, среднюю скорость распространения фронта пламени при добавке первых 3% водорода, дальше увеличение скорости сгорания замедляется. При этом рассматривая рисунок 3.13 можно отметить, что добавка 3 и 5% водорода приводит к примерно одинаковому повышению скорости распространения фронта пламени между электродами датчика.

На рисунке 3.14 представлено влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на турбулентную скорость распространения фронта пламени в заширмленной зоне датчика, где характерны меньшие турбулентные пульсации и отсутствия вихревого движения ТВС, что позволяет представить движение фронта пламени на данном участке, как сгорание при мелкомасштабной турбулентности.

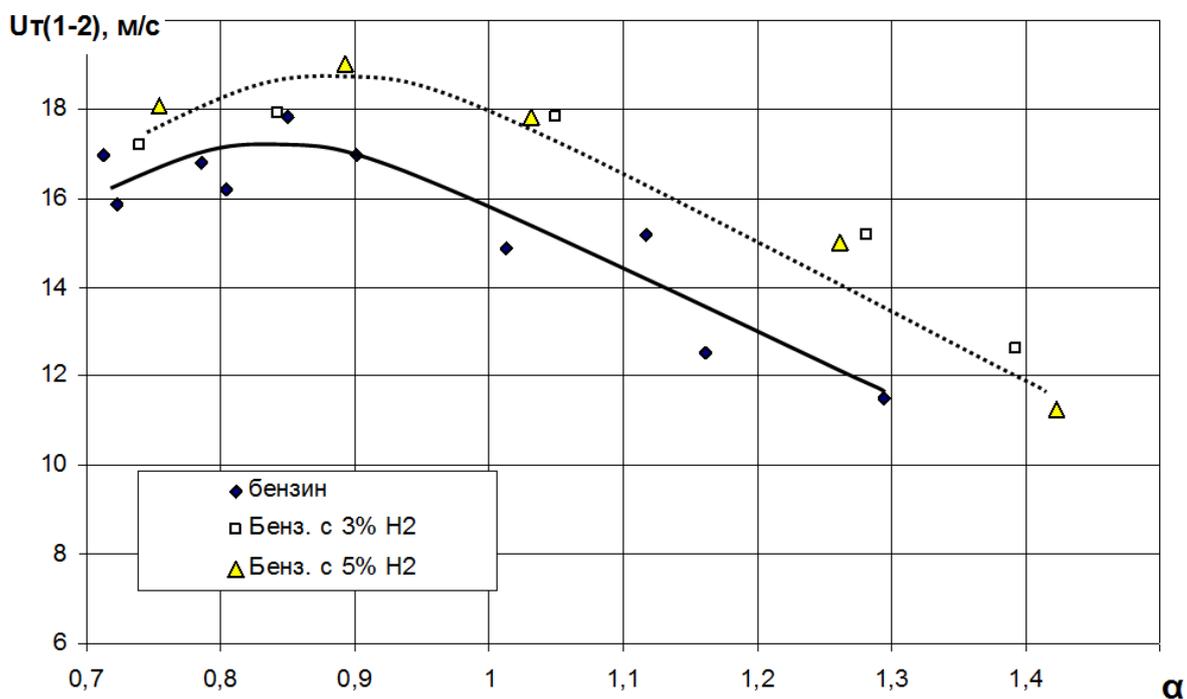


Рисунок 3.13 - Влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на турбулентную скорость распространения фронта пламени в зоне установки датчика ионизации, для УИТ-85,  $n=600 \text{ мин}^{-1}$ ,  $UOЗ=16$ ,  $\varepsilon=5,9$ .

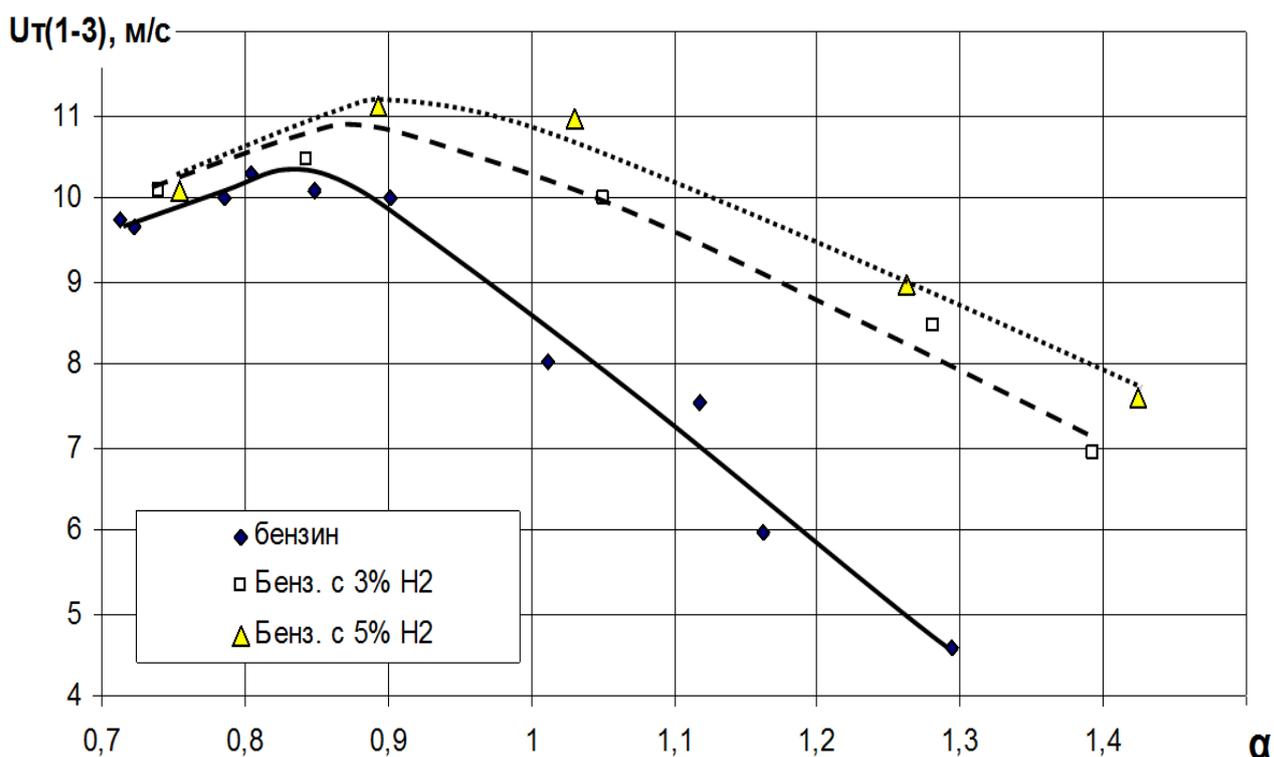


Рисунок 3.14 - Влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на турбулентную скорость распространения фронта пламени в заширмленной зоне датчика, для УИТ-85,  $n=600 \text{ мин}^{-1}$ ,  $УОЗ=16$ ,  $\epsilon=5,9$ .

3.3 Оценка влияния добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени в условиях забалластированности остаточными газами

Оценка влияния добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени в условиях забалластированности остаточными газами проводилась на холостом ходу в двигателе ВАЗ-2111 при пониженной степени сжатия до 7,5, за счет установки специального исследовательского оборудования, позволяющего регистрировать перемещение фронта пламени в камере сгорания серийного автомобильного двигателя. На рисунке 3.15 представлено изменение расхода бензина при оптимальном угле опережения зажигания на режиме холостого хода по составу смеси.

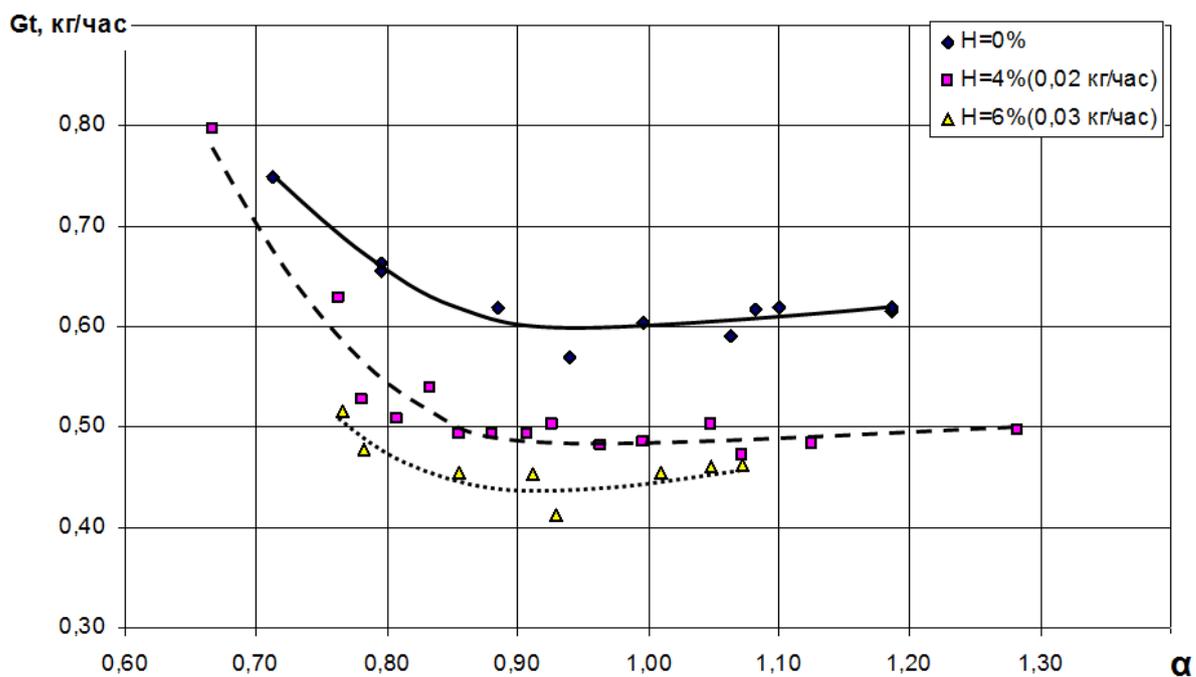


Рисунок 3.15 - Изменение расхода бензина при оптимальном угле опережения зажигания на режиме холостого хода по составу смеси,  $n=880$   $\text{мин}^{-1}$

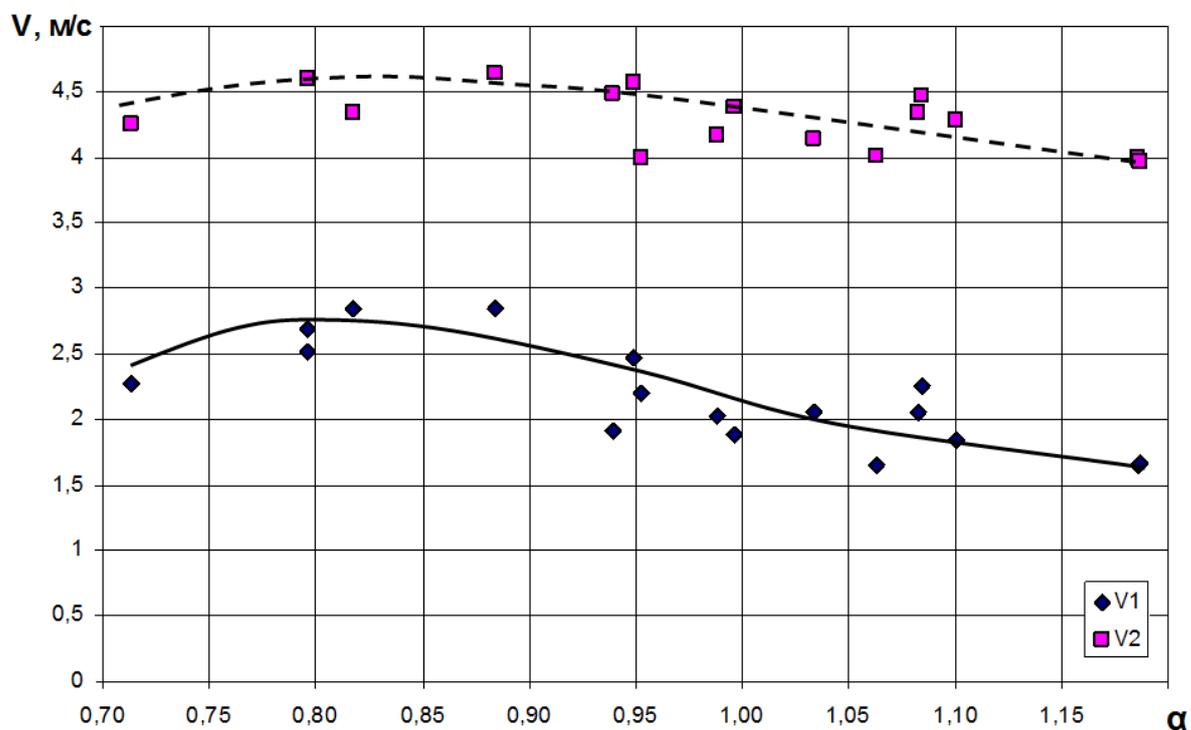


Рисунок 3.16 - Зависимость средней скорости распространения фронта пламени от состава смеси при работе на бензине, для участков от свечи зажигания до первого электрода –  $V_1$  и до второго электрода  $V_2$ .

Можно отметить заметное снижение расхода топлива при добавке водорода в размере 0,02 и 0,03 кг/ч, что показывает повышение эффективности процесса сгорания.

В результате обработки сигналов с ближнего датчика под свечой зажигания получен параметры распространения фронта пламени при забалластированном рабочем процессе, рисунок 3.16, а при добавке 4 и 6% водорода, рисунок 3.17 и 3.18 соответственно.

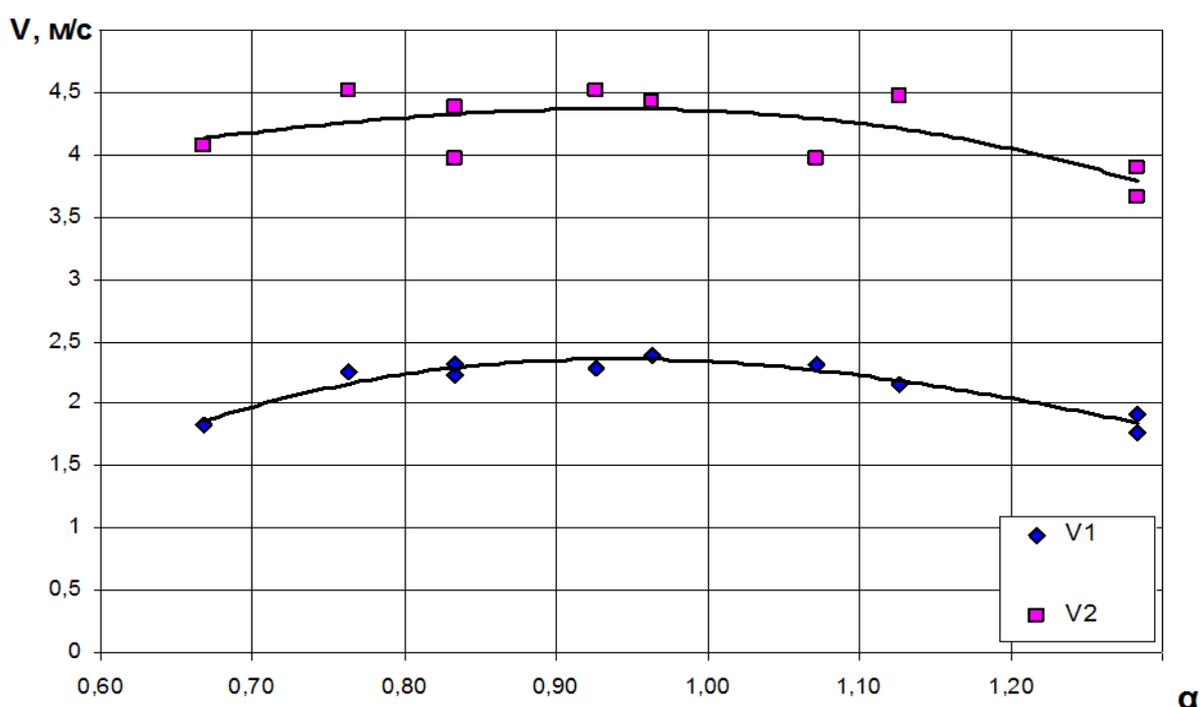


Рисунок 3.17 - Зависимость средней скорости распространения фронта пламени от состава смеси при работе на бензине с добавкой 4% (0,02 кг/час) водорода для участков от свечи зажигания до первого электрода – V1 и до второго электрода V2.

Из рисунков 3.16 и 3.17 видно, что добавка  $\approx 4\%$  водорода не приводит в существенному повышению средней скорости распространения фронта пламени как в бедных, так и богатых смесях.

Рассматривая результаты, приведенные на рисунке 3.18, можно отметить, что по сравнению с результатами, представленными на рисунках

3.16 и 3.17, при добавке  $\approx 6\%$  (0,03 кг/час) водорода происходит увеличение средней скорости распространения пламени во всей области составов смеси в которой проходили эксперименты.

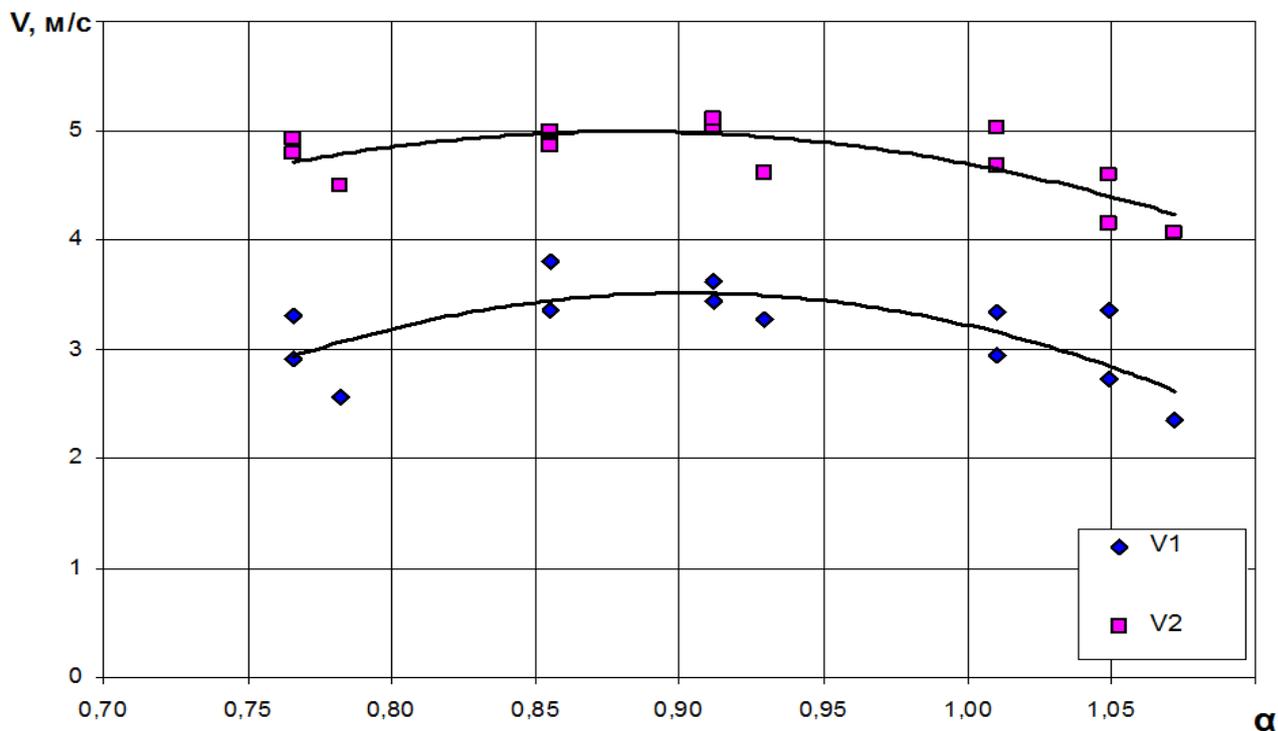


Рисунок 3.18 - Средняя скорость распространения фронта пламени бензовоздушной смеси с добавкой 6% (0,03 кг/час) водорода на участке от свечи зажигания, до первого электрода –  $V_1$  и до второго электрода  $V_2$ .

## Глава 4 Оценка особенностей процесса сгорания и распространения фронта пламени при добавке водорода в бензовоздушную смесь поршневого ДВС

### 4.1 Результаты расчета средних скоростей распространения фронта пламени и их сравнение с экспериментальными данными

В проведенных на кафедре Тепловые двигатели ТГУ экспериментальных исследованиях были определены значения ламинарной скорости распространения фронта пламени в зоне датчика ионизации, которым выступала авиационная свеча установленная на место магнитострикционного датчика в одноцилиндровой установке УИТ-85. Также выполнено моделирование и расчет рабочего процесса для установки УИТ-85 в специализированном программном комплексе “Дизель РК”.

Ниже приведено сравнение основных характеристик процесса сгорания полученных экспериментально и при помощи расчетов в программе Дизель-РК. Так на рисунке 1.1 представлен график изменения ламинарной скорости распространения фронта пламени рассчитанной по известным формулам представленным в работах Хейвуда, для условий полученных в ходе расчета в программе Дизель-РК и экспериментам, в установке УИТ-85 при степени сжатия 7, частоте вращения коленчатого вала  $900 \text{ мин}^{-1}$  и угле опережения зажигания 18 градусов ПКВ.

Анализ рисунка 4.1 показывает хорошую сходимость результатов расчетов с результатами экспериментальных исследований, что говорит о возможностях моделирования и необходимости в ходе проведения экспериментальных исследований снимать только основные, так называемые реперные точки, а промежуточные результаты получать при помощи программ моделирования рабочего процесса.

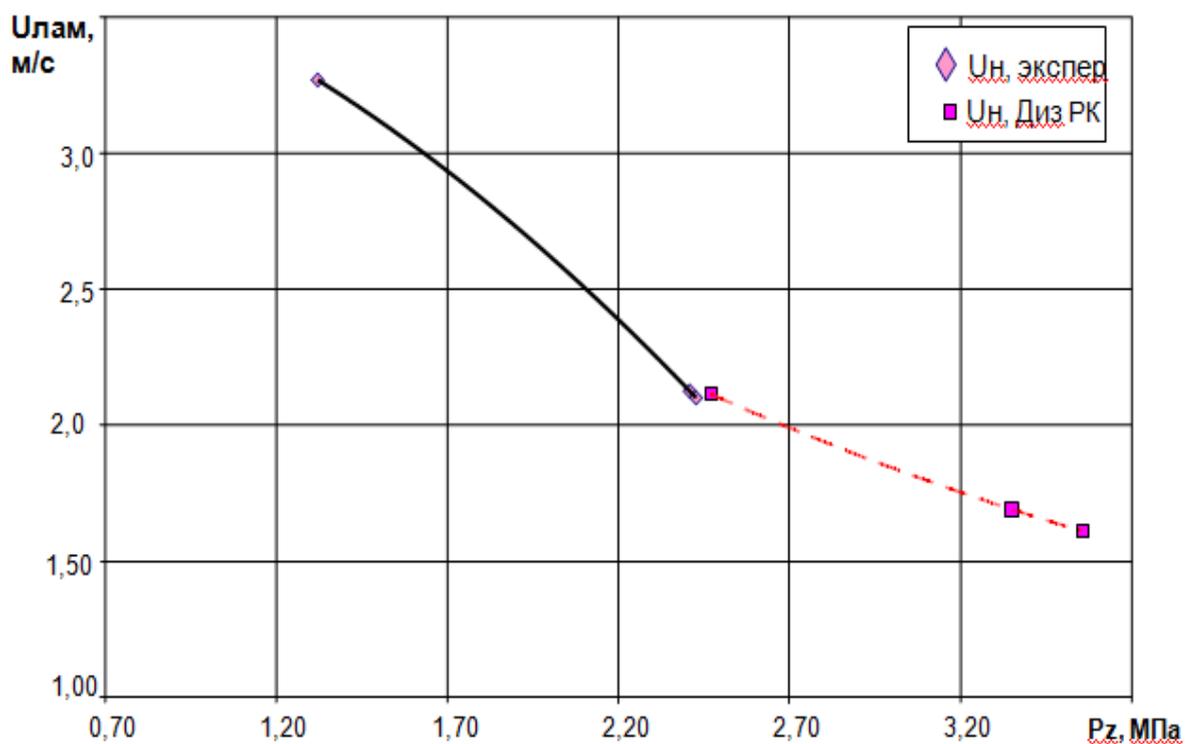


Рисунок 4.1 - График изменения ламинарной скорости распространения фронта пламени рассчитанной по формулам Хейвуда, для условий полученных в ходе расчета в программе Дизель-РК (черная линия) и экспериментам (линия-эксперимент)

На рисунке 4.2 представлен график изменения максимального давления по коэффициенту избытка воздуха, для богатых смесей, полученный в ходе компьютерного моделирования в программе Дизель-РК и сравнение с результатами экспериментов. Показана неплохая сходимость рассчитанных значений максимального давления с результатами экспериментов.

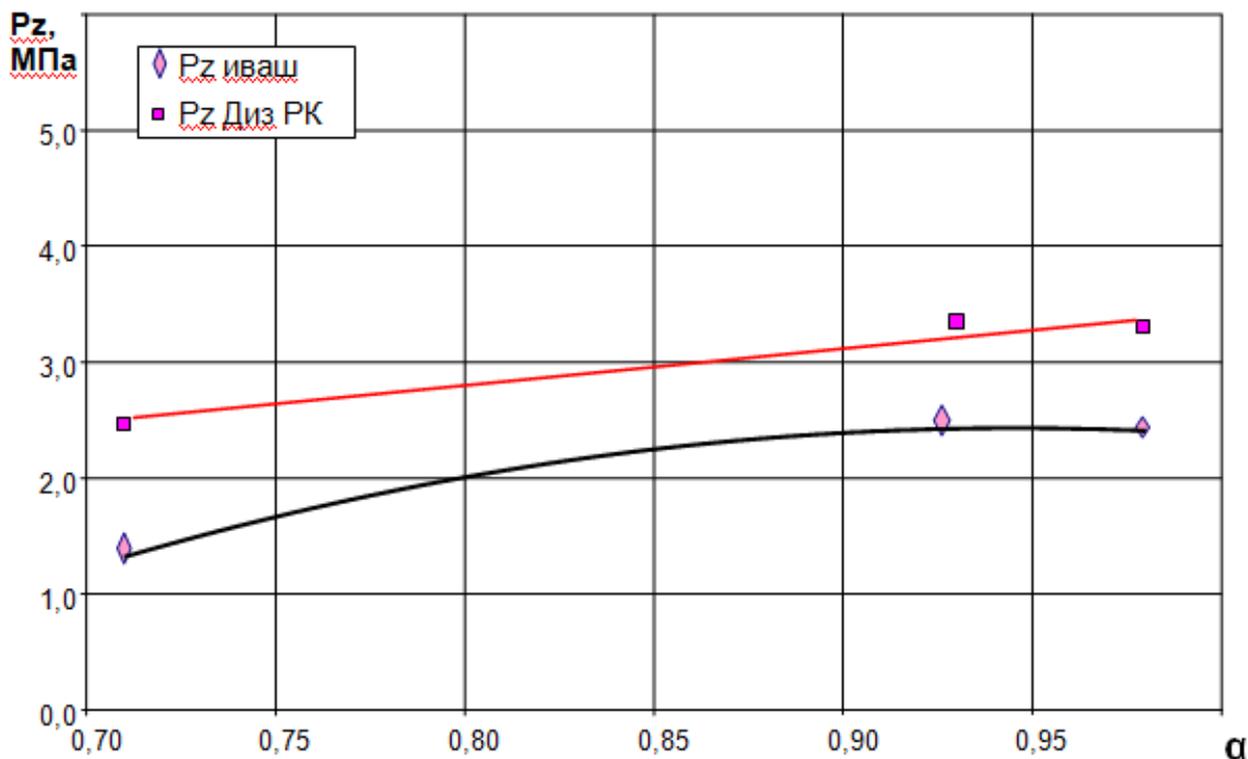


Рисунок 4.2 - График изменения максимального давления по коэффициенту избытка воздуха, для богатых смесей, полученный в программе Дизель-РК (красная линия) и сравнение с результатами экспериментов (черная линия)

Помимо расчета процесса сгорания в УИТ-85 при работе на бензине, был проведен расчет процесса сгорания при работе на сжатом природном газе. Результаты проведенного расчета представлены на рисунках 4.3 - 4.10. Так на рисунке 4.3 представлен график изменения ламинарной скорости распространения фронта пламени для природного газа в условиях УИТ-85 при степени сжатия 7, частоте вращения коленчатого вала  $900 \text{ мин}^{-1}$  и угле опережения зажигания 18 градусов ПКВ.

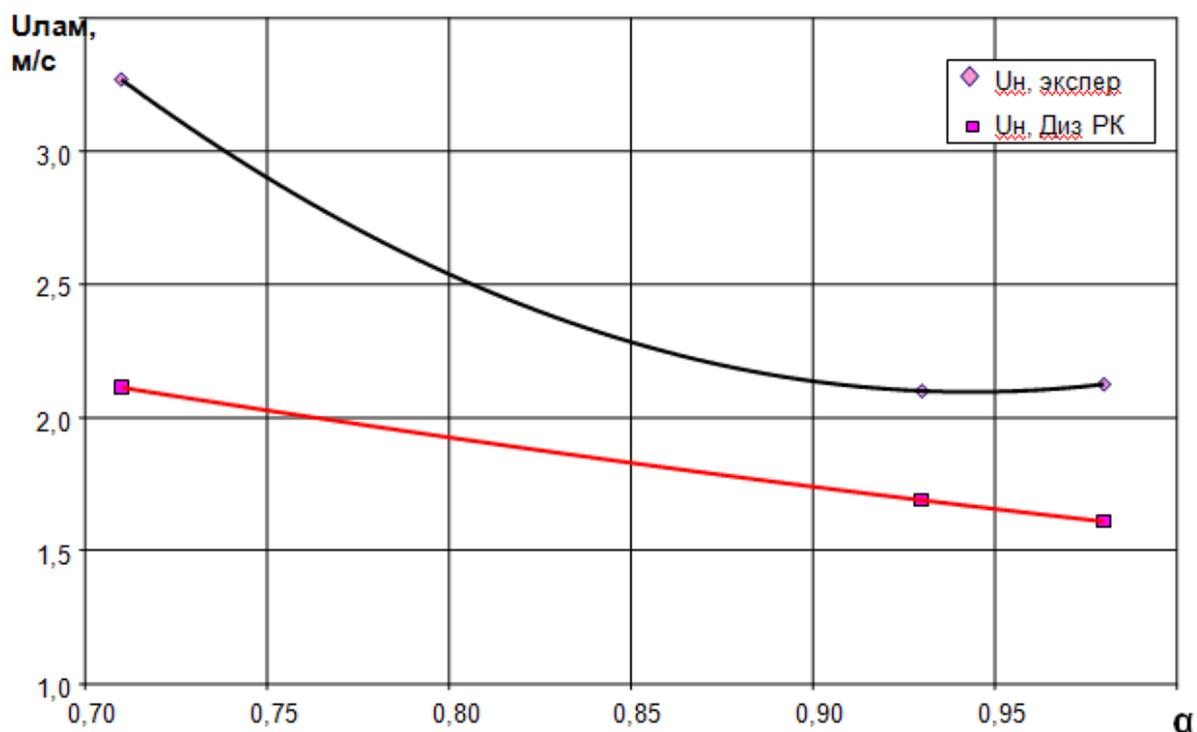


Рисунок 4.3 - График изменения ламинарной скорости распространения фронта пламени для природного газа в условиях УИТ-85

В отличие от расчета для бензина, при расчете процесса сгорания в УИТ-85 на сжатом природном газе, расчетные значения оказались меньше полученных на основании проведенных экспериментов, в тоже время как при расчете для бензина расчетные значения были больше экспериментальных, что говорит о недостаточной проработанности используемой расчетной модели при переходе с одного топлива на другое.

На рисунке 4.4 представлен график изменения нормальной скорости в зависимости от максимального давления в цикле, при анализе расчетных и экспериментальных значений.

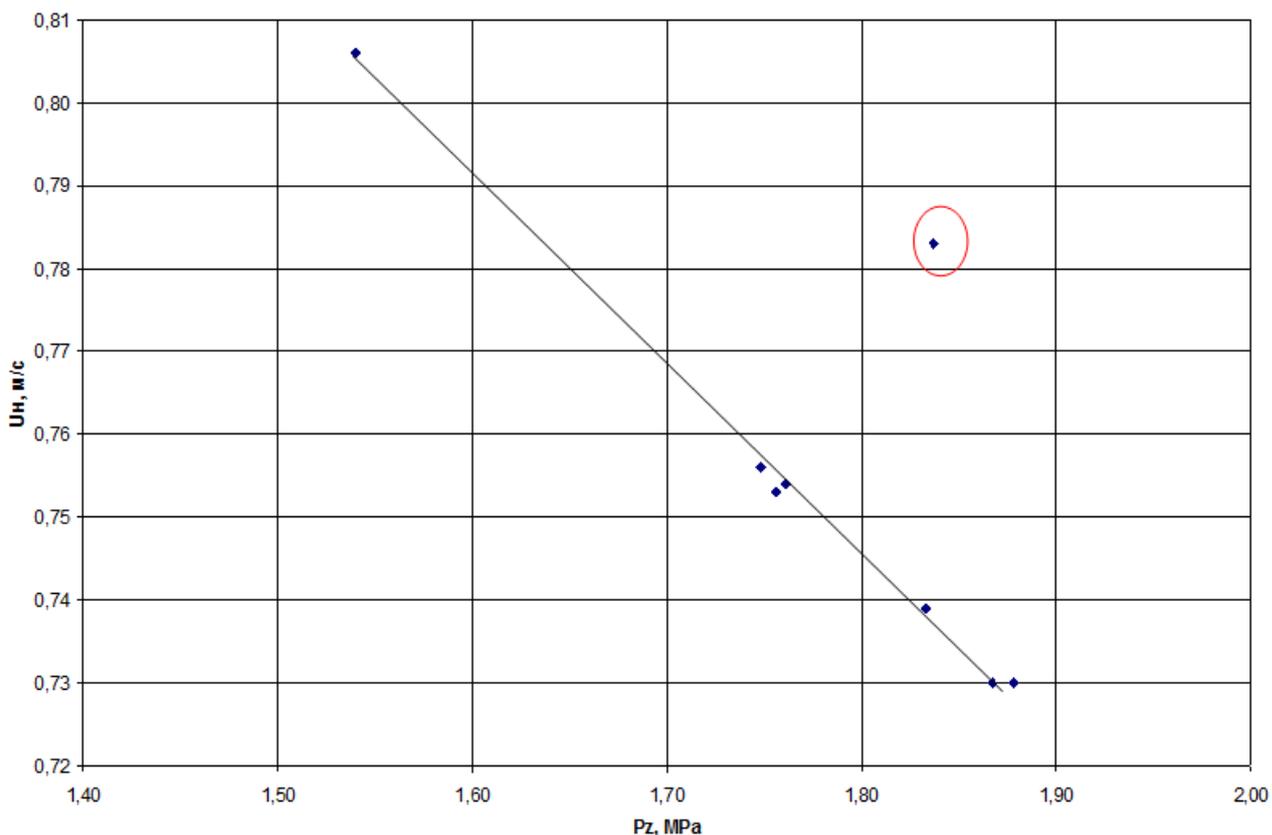


Рисунок 4.4 - График изменения нормальной скорости в зависимости от максимального давления в цикле, при анализе расчетных и экспериментальных значений

Далее на рисунке 4.5 представлено сравнение средних скоростей распространения фронта пламени в основной фазе сгораний в зависимости от изменения максимального давления полученных экспериментально и расчетно в программе Дизель-РК для процесса сгорания природного газа в условиях УИТ-85 при степени сжатия 7, частоте вращения коленчатого вала  $900 \text{ мин}^{-1}$  и угле опережения зажигания 18 градусов ПКВ, где точки это эксперимент, а линия результаты расчета.

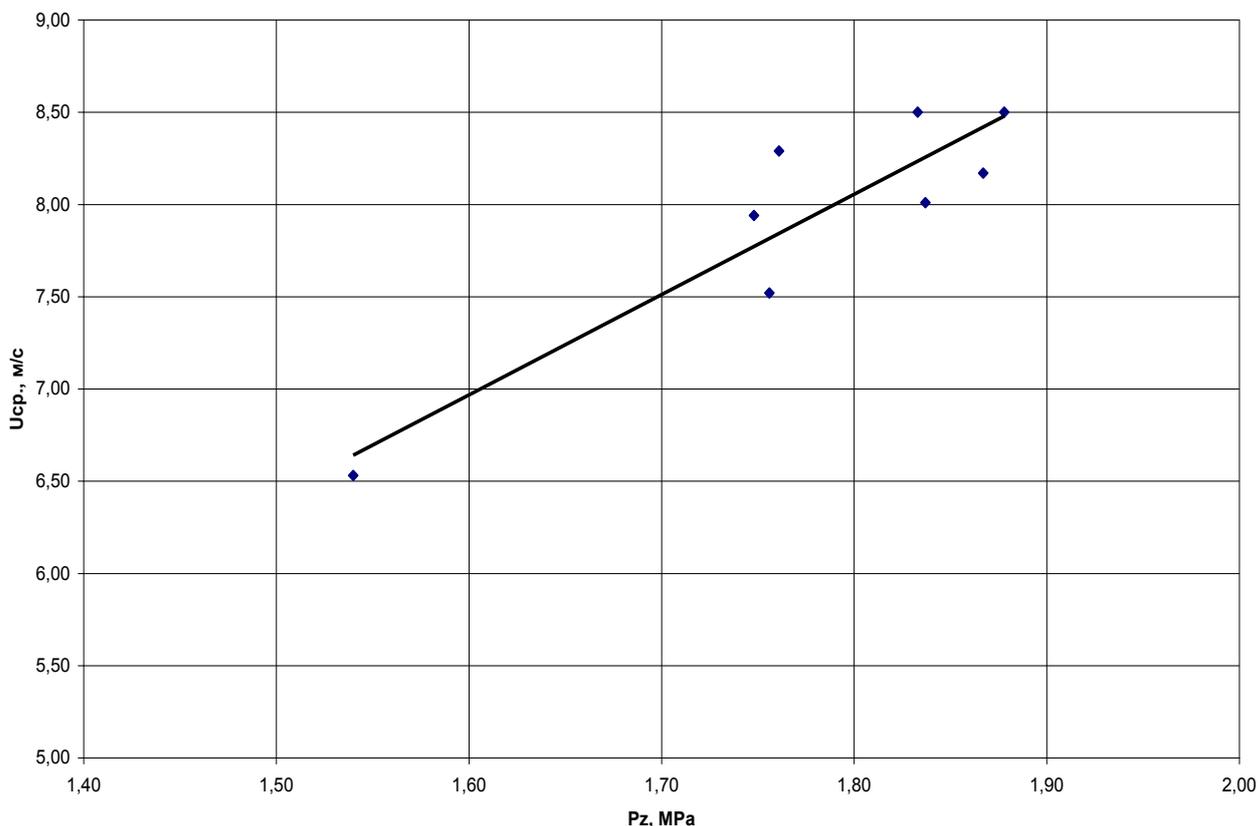


Рисунок 4.5 - Сравнение средних скоростей распространения фронта пламени в основной фазе сгораний полученных экспериментально и расчетно в программе Дизель-РК для процесса сгорания природного газа в условиях УИТ-85

Также представлены результаты расчета средних скоростей распространения фронта пламени в основной фазе сгораний полученных экспериментально и расчетно в программе Дизель-РК для процесса сгорания природного газа в условиях УИТ-85 в зависимости от угла опережения зажигания (рисунок 4.6). А на рисунке 4.7 представлены результаты расчета нормальных скоростей распространения фронта пламени в заключительной фазе сгорания вблизи максимума давления полученных экспериментально и расчетно в программе Дизель-РК для процесса сгорания природного газа в условиях УИТ-85 в зависимости от угла опережения зажигания.

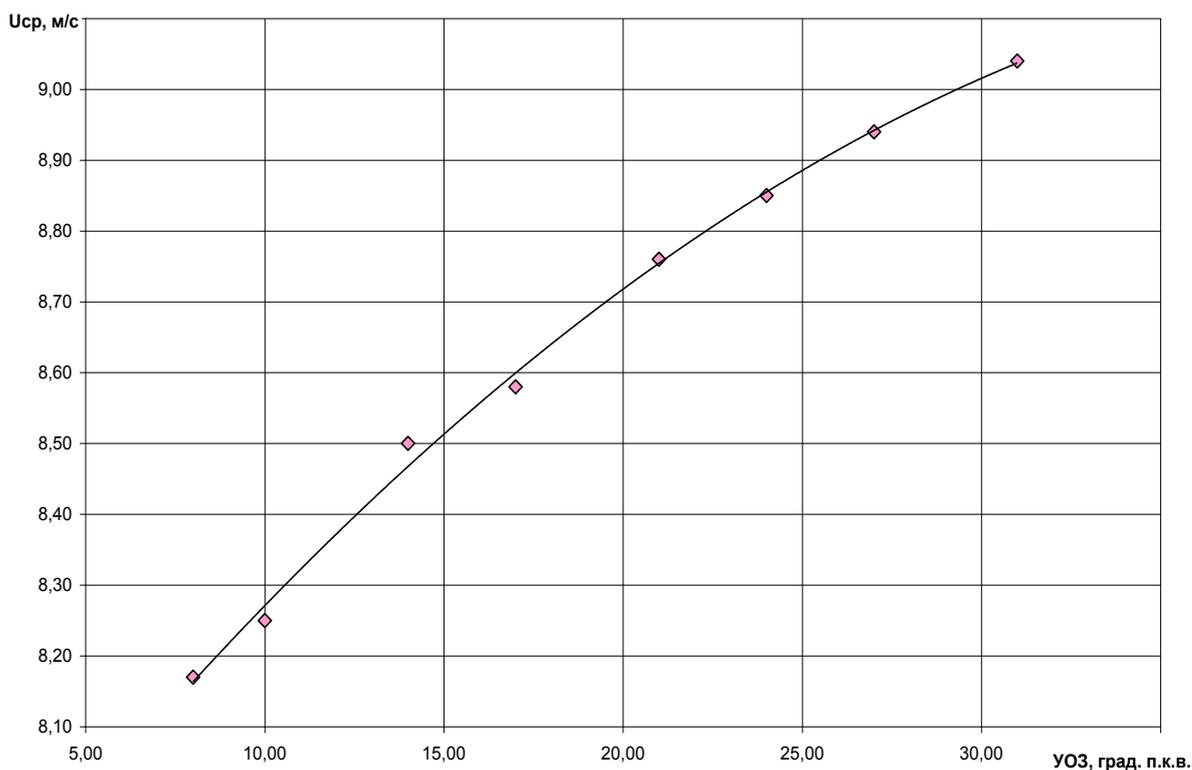


Рисунок 4.6 - Сравнение средних скоростей распространения фронта пламени в основной фазе сгораний полученных экспериментально и расчетно в УИТ-85 на СПГ в зависимости от угла опережения зажигания

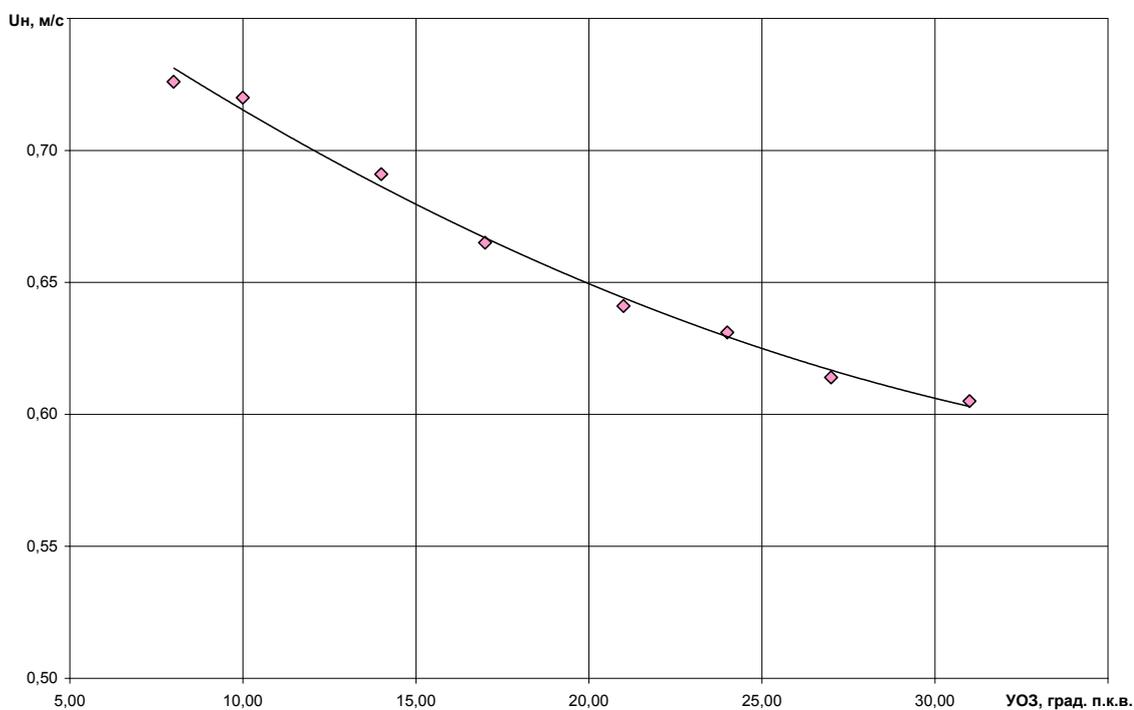


Рисунок 4.7 - Сравнение нормальных скоростей распространения фронта пламени в заключительной фазе сгорания полученных экспериментально и расчетно в УИТ-85 на СПГ в зависимости от угла опережения зажигания

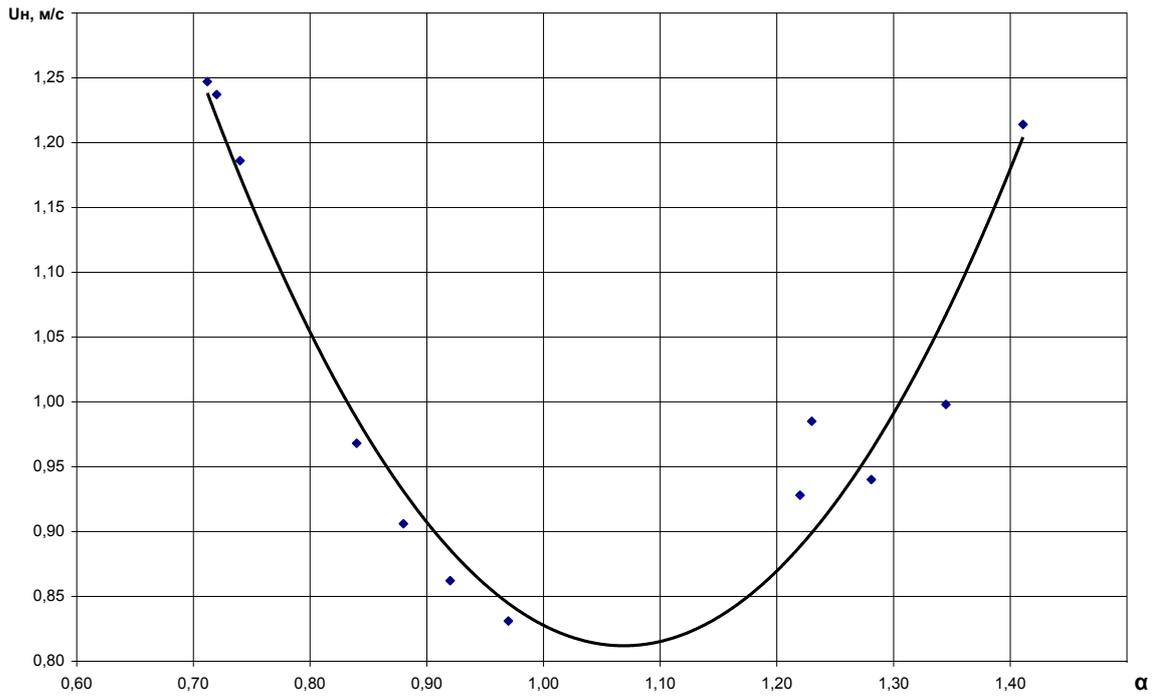


Рисунок 4.8 - График нормальной скорости распространения фронта пламени в заключительной фазе сгорания вблизи максимума давления от изменения коэффициента избытка воздуха

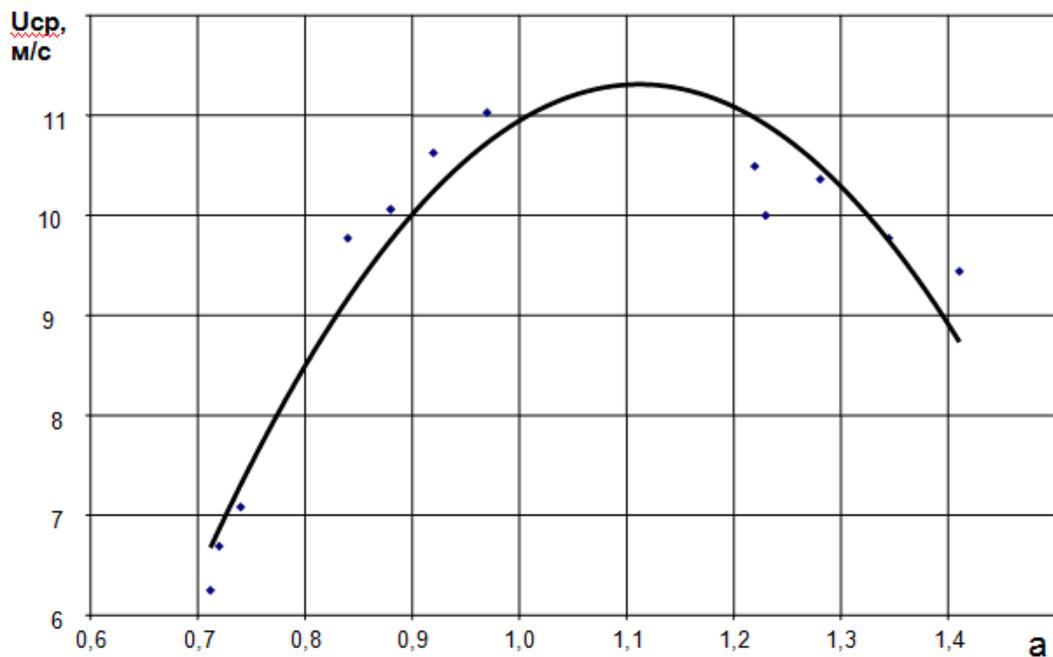


Рисунок 4.9 - Сравнение средних скоростей распространения фронта пламени в основной фазе сгораний в зависимости от изменения коэффициента избытка воздуха

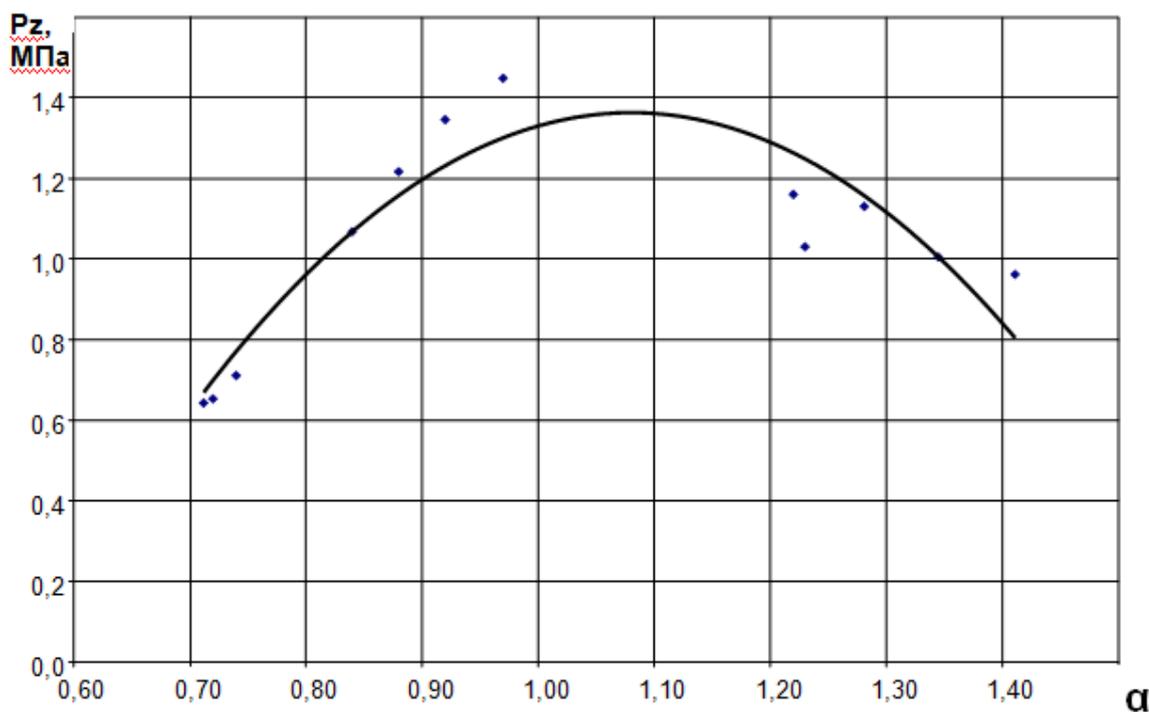


Рисунок 4.10 - График максимального давления в цилиндре двигателя.

На рисунках 4.8 - 4.10 представлены графики сравнения результатов расчета и эксперимента для УИТ-85 при работе на природном газе в зависимости от изменения коэффициента избытка воздуха, при степени сжатия 7, частоте вращения коленчатого вала  $900 \text{ мин}^{-1}$  и угле опережения зажигания 18 градусов ПКВ. Так на рисунке 4.8 представлен график нормальной скорости распространения фронта пламени в заключительной фазе сгорания вблизи максимума давления, на рисунке 4.9 представлен график сравнение средних скоростей распространения фронта пламени в основной фазе сгораний, а на рисунке 4.10 показан график максимального давления в цилиндре двигателя.

4.2 Исследование термодинамических особенностей рабочего процесса при высоком содержании остаточных газов в рабочей смеси

Степень инертности остаточных газов можно оценить по изменению характеристики тепловыделения. Но для адекватной оценки характеристики

тепловыделения в процессе сгорания необходимо знать массу рабочего тела, ведь иначе, в первом законе термодинамики будет две неизвестных [1 – 8].

$$dQ = dU + dA \quad (4.1)$$

Поэтому для определения массы рабочего тела на режимах глубокого дросселирования, где значителен вклад остаточных газов, необходимо решить уравнение состояния в точке, где показатель политропы равен показателю адиабаты, а, следовательно  $dQ = 0$ , тогда можно принять что температура рабочей смеси равна температуре стенки цилиндра, которая в свою очередь равна температуре охлаждающей жидкости:

$$p \cdot V = Z_{r, p, T} \cdot G_{PT} \cdot R \cdot T, \quad (4.2)$$

где  $p$  – текущее давление;  $V$  – текущий объем;  $T$  – текущая температура;  $R$  – газовая постоянная смеси газов;  $G_{PT}$  – вес рабочего тела;  $Z_{r, p, T}$  – коэффициент сжимаемости реального газа.

Тогда масса остаточных газов будет находиться, как показано в данном уравнении:

$$m_{ост} = G_{PT} - m_{возд} - m_{топл} \quad (4.3)$$

Текущую температуру в цилиндре двигателя при угле поворота коленчатого вала  $\varphi$  можно будет определить как:

$$T_{\varphi} = \frac{P_{\varphi} \cdot V_{\varphi}}{Z_{r, p, T} \cdot G_{PT} \cdot R} \quad (4.4)$$

Газовая постоянная определяется как сумма индивидуальных газовых постоянных компонентов ТВС и сгоревшей смеси:

$$Ri_{смеси} = \frac{Ri_1 m_1 + Ri_2 m_2 + \dots + Ri_n m_n}{m_1 + m_2 + \dots + m_n} \quad (4.5)$$

где  $Ri_j$  – индивидуальная газовая постоянная  $i$ -той компоненты;  
 $m_1 + m_2 + \dots + m_n$  – масса каждой компоненты газовой смеси.

Приведем для примера результаты проведенных экспериментальных работ на режиме холостого хода, где имеется значительная неравномерность максимального давления цикла ( $P_z$ ). Для иллюстрации на рисунке 4.11 представлены осциллограммы изменения давления при работе ДВС с коэффициентом избытка воздуха  $\alpha = 0,99$ .

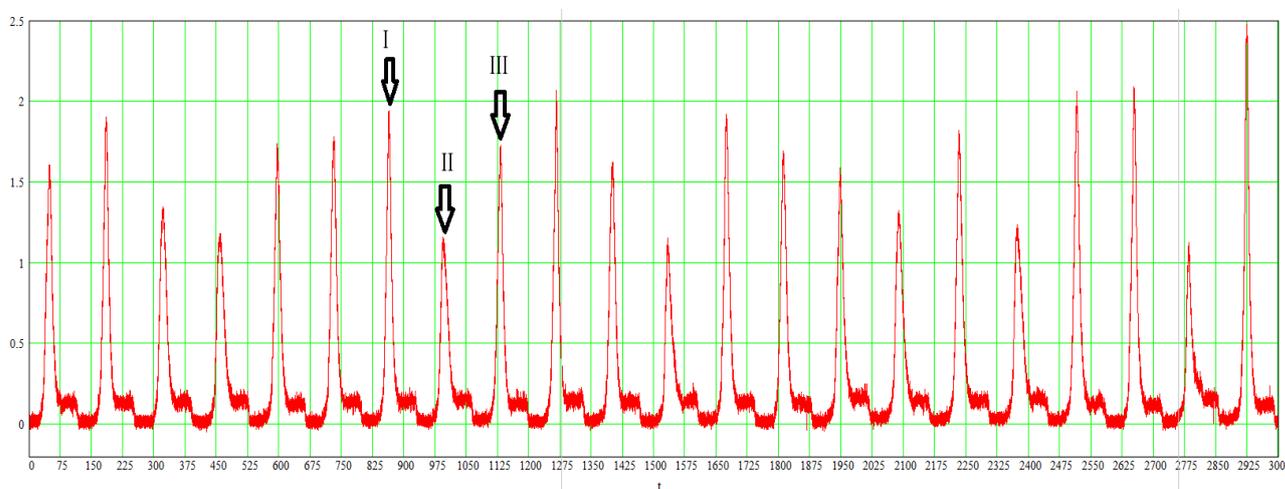


Рисунок 4.11 – Осциллограммы изменения давления в двигателе ВА3-2111 при работе на режиме холостого хода с  $\alpha=0,99$

Из рисунка 4.11 видно что, на режиме холостого хода наблюдаются циклы, как с пропуском зажигания (II) так и циклы с полным сгоранием ТВС (I и III). Тем самым состав остаточных газов, а значит и состав рабочей смеси, значительно зависит от того как прошел процесс сгорания. Как

показано в работах В.Ф. Каменева состав остаточных газов в последовательной серии циклов, не одинаков, и после первого цикла, где происходит полное сгорание, остаточные газы в большей степени представляют собой продукты полного сгорания, т.е. они настолько забалластируют свежую смесь, что, как правило, происходит неполное сгорание, и устойчивый фронт пламени не образуется. Таким образом, такой цикл характеризуется как пропуск сгорания, цикл II на рисунке 4.11. Из этого следует, что в следующем цикле после пропуска процесс сгорания будет протекать по всей КС, тем самым обеспечивая полное сгорание топлива.

4.3 Эмпирическая зависимость средней скорости распространения фронта пламени в основной фазе при работе на бензоводородовоздушных смесях

Для выполнения поставленной цели проведена математическая обработка полученных данных, в результате чего получен полином 4 степени для расчета скоростей распространения фронта пламени, в котором учтены все основные режимные (4.1)

$$\begin{aligned}
 V_{осн} = & -5.353 \cdot 10^{-3} \cdot \varepsilon \cdot n + 4.981 \cdot 10^{-4} \cdot \theta \cdot n - 2.753 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha \cdot n - 0.022 \cdot H \cdot n + \\
 & 2.249 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 + 0.013 \cdot n - 3.734 \cdot \varepsilon \cdot H + 1.995 \cdot \theta \cdot H + 87.554 \cdot \alpha \cdot H - 843.716 \cdot H^2 + \\
 & 7.851 \cdot H + 0.945 \cdot \varepsilon \cdot \alpha - 0.448 \cdot \theta \cdot \alpha - 10.118 \cdot \alpha^2 + 14.552 \cdot \alpha - 0.036 \cdot \varepsilon \cdot \theta + 0.012 \cdot \\
 & \theta^2 - 0.119 \cdot \theta + 3.622 \cdot 10^{-5} + 0.025 \cdot \varepsilon + 0.325 \cdot \varepsilon^2, \quad (4.6)
 \end{aligned}$$

Для оценки адекватности полученной эмпирической зависимости, проведена оценка сходимости расчетной модели и экспериментальных исследований, что представлено в таблице 4.1.

Таблица 4.1 - Оценка погрешности моделирования и эксперимента для средней скорости распространения фронта пламени при работе на бензоводородовоздушных смесях

$\theta$ , град. ПКВ	$\alpha$	$n$ , мин <sup>-1</sup>	$\varepsilon$	$H$ , %	$\Delta V_{\text{осн}}$ , %
16,91	0,712309	600	5,9	0	-3,76148
15,80	0,786269	600	5,9	0	2,537462
16,58	0,849475	600	5,9	0	5,353604
16,47	1,012519	600	5,9	0	-4,33013
16,47	1,117798	600	5,9	0	1,005237
16,47	1,161845	600	5,9	0	-2,27745
16,91	1,294462	600	5,9	0	4,592782
15,91	0,722658	600	5,9	0	-6,07885
16,13	0,804883	600	5,9	0	0,031737
15,58	0,90185	600	5,9	0	5,468645
17,44706	0,730335	900	5,9	0	-1,7764
16,63333	0,826586	900	5,9	0	4,023173
15,8	0,90892	900	5,9	0	4,016405
16,3	0,909342	900	5,9	0	4,139747
15,8	0,988105	900	5,9	0	3,141822
19,38824	1,010177	900	5,9	0	-2,7308
15,96667	1,226488	900	5,9	0	-3,20431
15,96667	1,15893	900	5,9	0	-0,64973
17,97647	1,203584	900	5,9	0	-3,52181
16,8	1,126254	900	5,9	0	-1,89931
16,63333	1,307229	900	5,9	0	-4,08818
16,63333	1,442451	900	5,9	0	-4,75352
25,8	1,423932	900	5,9	0	0,731385
27,32941	1,303642	900	5,9	0	-4,52747
25,56471	1,208418	900	5,9	0	-1,6159
23,8	1,131826	900	5,9	0	3,296766
23,96667	1,049607	900	5,9	0	3,53455
23,96667	1,006825	900	5,9	0	4,134092
24,13333	0,971486	900	5,9	0	4,349925
15,8	1,387035	600	7	0	5,243961
15,46667	1,263418	600	7	0	-0,52293
15,57778	1,136495	600	7	0	-1,41727
15,91111	1,015411	600	7	0	2,227921
15,68889	0,944823	600	7	0	1,943063
21,3	1,089149	900	7	0	-1,56624
22,96667	1,165649	900	7	0	-2,75574
23,13333	1,008941	900	7	0	0,020666
21,3	1,253291	900	7	0	-1,65773
21,3	1,352875	900	7	0	3,812491
21,3	0,969483	900	7	0	2,695186
16,80	0,74	600	5,9	0,028313	-2,84379
16,47	0,843547	600	5,9	0,029503	4,058848
16,47	1,050414	600	5,9	0,03112	1,178439
15,91	1,280718	600	5,9	0,030385	0,352304
15,91	1,393039	600	5,9	0,030797	3,780036
16,63333	0,760261	900	5,9	0,023663	-2,17164

Продолжение таблицы 4.1

16,46667	0,834024	900	5,9	0,022466	2,071077
19,91765	0,958218	900	5,9	0,021962	0,291149
15,96667	1,234771	900	5,9	0,031509	-0,43257
18,85882	1,355872	900	5,9	0,030798	0,232319
15,46667	1,443138	900	5,9	0,030517	3,684836
15,91111	0,891977	600	7	0,033802	-0,10257
15,91111	0,963761	600	7	0,033162	0,703621
15,91111	1,119762	600	7	0,034641	-1,8758
16,02222	1,407514	600	7	0,035928	-1,16726
16,02222	1,560075	600	7	0,036936	7,810742
21,3	0,98491	900	7	0,034593	-0,40464
21,13333	1,062743	900	7	0,033247	0,665035
22,91765	1,163925	900	7	0,032919	-1,4318
20,8	1,256816	900	7	0,032052	0,466766
22,63333	1,323211	900	7	0,030126	4,140176
22,56471	1,448754	900	7	0,030822	5,661459
17,02	0,753865	600	5,9	0,048992	-2,46761
16,91	0,893231	600	5,9	0,053502	5,915318
16,80	1,03111	600	5,9	0,04989	2,142401
15,91	1,261998	600	5,9	0,050575	-1,44799
15,91	1,423457	600	5,9	0,052009	-0,76616
18,32941	0,756632	900	5,9	0,039096	-3,89926
19,74118	0,834108	900	5,9	0,03812	-1,70488
17,62353	0,949298	900	5,9	0,036645	2,93471
16,13333	1,14833	900	5,9	0,054636	3,87087
17,63333	1,236406	900	5,9	0,051124	-1,28572
15,8	1,35065	900	5,9	0,052	0,415299
16,35556	0,875977	600	7	0,05482	4,813614
16,24444	1,005273	600	7	0,057375	4,608394
16,13333	1,231529	600	7	0,056046	-5,1323
16,24444	1,388893	600	7	0,057734	-6,46392
16,13333	1,560537	600	7	0,058765	1,159216
21,13333	1,217087	900	7	0,051911	0,046831
22,38824	1,341944	900	7	0,053079	-0,04582
21,63333	1,067068	900	7	0,055381	2,454328

Полученные результаты на основе эффективности работы двигателя показывают большие достоинства добавки водорода, значительно влияющие на термодинамические параметры процесса сгорания.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты работы могут быть представлены следующими выводами:

1. проведен анализ результатов экспериментальных исследований проведенных на кафедре "Тепловые двигатели" ТГУ, по влияния добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени в условиях забалластированности остаточными газами, в результате получено, экспериментальные данные имеют высокую повторяемость, скорость распространения пламени в основной фазе сгорания зависит примерно в равной мере как от показателей характеризующих турбулентность, так и от показателей характеризующих ламинарную скорость сгорания, а заключительной фазе, влияние турбулентности практически отсутствует, и скорость распространения пламени в пристеночной зоне определяется параметрами ламинарного пламени;
2. выявлено влияние добавки водорода в ТВС бензинового двигателя на скорость распространения пламени в условиях забалластированности остаточными газами, показано, что наибольшее промоутирующее воздействие оказывает именно первые 3-4% процента водорода при работе как на УИТ-85, так и на двигателе ВАЗ на режиме холостого хода. На основании математического анализа предложено полиномиальное выражение связывающее среднюю скорость распространения фронта пламени с основными режимными параметрами работы ДВС.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Hanenkamp, A. 32/40 PGI - Neuer Otto-Gasmotor ohne Zündkerzen [Текст] / A. Hanenkamp, S.Terbeck, St.Köbler // MTZ Motortechnische Zeitschrift 67 (2006) 12.
- 2 Haslacher, R. Einsatz optischer Messmethoden bei der Entwicklung von Brennverfahren für Wasserstoff-Erdgas-Gemische [Текст] / R.Haslacher, Ch.Skalla, Th.Jauk, H.Eichlseder // in: 6. Dessauer Gasmotorenkonferenz. Dessau-Roßlau. 2009.
- 3 Heider, G. Rechenmodell zur Vorausberechnung der NO-Emission von Dieselmotoren [Текст] / G.Heider // München, Technische Universität, Dissertation. 1996.
- 4 Heinz, C. Investigation of a Novel Pre-Chamber-Concept for Lean Premixed Combustion in Large Bore Gas Motors [Текст] / C. Heinz, F. Mittermayer, T. Sattelmayer // Projektplakat. Technische Universität München. 2005.
- 5 Zeilinger, K. Vorausberechnung der Brennverläufe von Gasmotoren [Текст] / K. Zeilinger, G. Zitzler // MTZ Motortechnische Zeitschrift 12 (2003) 64.
- 6 Zitzler, G. Analyse und Vorausberechnung der Brennverläufe von Gasmotoren bei Einsatz verschiedener Gasarten [Текст] / G. Zitzler // München, Technische Universität, Dissertation. 2004.
- 7 Быков, В.И. Параметрический анализ простейшей модели теории теплового взрыва – модели Зельдовича-Семенова [Текст] / В.И. Быков, С.Б. Цыбенова //Физика горения и взрыва. №5. 2001. - С. 40-48
- 8 Коробейничев, О.П. О применении теории Зельдовича для горения водородокислородных смесей [Текст] / О.П. Коробейничев, Т.А. Большова //Физика горения и взрыва. №5. 2009. - С.3-7.
- 9 Разработка методики математического моделирования горения бензовоздушных смесей с различными значениями коэффициентов избытка воздуха при добавках водорода, кислорода, метана. Отчет по Госконтракту № К-0121 ФЦП «Интеграция». Научный руководитель

- А.А. Васильев. Институт гидродинамики им. М.А. Лаврентьева СО РАН. Новосибирск. 1999 (ч. 1 и 2).
- 10 Волков, Д.В. Параметрические исследования образования окислов азота при горении метановоздушной смеси [Текст] / Д.В. Волков, С.А. Зайцев, В.Ф. Гольцев // Физика горения и взрыва. № 2. 1999. - С.7-12.
  - 11 Азотян, В.В. Кинетические режимы развившегося цепного взрыва [Текст] / В.В. Азотян, И.А. Болодьян, С.Н. Копылов // Физика горения и взрыва. № 3. 2003. - С.127-137.
  - 12 Бунев, В.А. О существовании критических условий цепно-теплого взрыва в пламенах [Текст] / В.А. Бунев, В.В. Заманщиков // Физика горения и взрыва. № 3. 2003. - С.120-126.
  - 13 Коннов, А.А. О роли радикалов  $\text{CO}_2$  в механизме образования «быстрого»  $\text{NO}$  [Текст] // Физика горения и взрыва. 2008. №5. С.3-7.
  - 14 Славинская, Н.А. О кинетических механизмах воспламенения изооктана [Текст] / Н.А. Славинская, А.М. Старик // Физика горения и взрыва. № 1. 2004. - С.42-63.
  - 15 Бунев, В.А. Метод меченых атомов в численном моделировании процессов горения [Текст] / В.А. Бунев, А.В. Бакланов, И.Г. Намятов, В.В. Заманщиков, Б.С. Бабкин // Физика горения и взрыва. № 6. 2007. - С.3-12.
  - 16 Kuleshov, A.S. Model for predicting Air-fuel mixing, combustion and emissions in DL diesel over whole operating range [Text] // SAE Paper, No.2005-01-2119, 2005.
  - 17 Бортников, Л.Н. Оценка коэффициента полезного действия двигателя с искровым зажиганием при работе на бензоводородовоздушной смеси [Текст] / Л. Н. Бортников, М. М. Русаков // Интеллектуальные системы в производстве. - 2007. - №2. - С. 166-170.
  - 18 Русаков, М.М. Автомобильные двигатели с добавкой водорода в топливно-воздушную смесь [Текст] / М. М. Русаков [и др.] // Научно-

- технический конгресс по двигателестроению НТКД - 2008. - 2008. - С. 142-143.
- 19 Русаков, М.М. Международная научно-практическая конференция «Инновация - 2008» [Текст] / М. М. Русаков [и др.] -2008. - С. 102-103.
- 20 Ganesh, R.H. Hydrogen fueled spark ignition engine with electronically controlled manifold injection: An experimental study [Text] / R. H. Ganesh [и др.] // *Renew. Energy*. - 2008. - №33(8). - С. 1324-1333.
- 21 Кноп, V. Modeling of combustion and nitrogen oxide formation in hydrogen-fuelled internal combustion engines within a 3D CFD code [Text] / V. Кноп, A. Benkenida, S. Jay, O. Colin // *International Journal of Hydrogen Energy* -2008.
- 22 Polasek, M. Application of advanced simulation methods and their combination with experiments to modeling of hydrogen fueled engine emission potentials [Text] / M. Polasek, J. Macek, M. Takats, O. Vitek // *SAE*. - 2002. - №2002-01-0373.
- 23 Verhelst, S. A critical review of experimental research on hydrogen fueled SI engines [Text] / S. Verhelst, R. Sierens, S. Verstraeten // *SAE*. - 2006. - №2006-01-0430.
- 24 Bortnikov, L. N. Combustion of a gasoline-hydrogen-air mixture in a reciprocating internal combustion engine cylinder and determining the optimum gasoline-hydrogen ratio [Text] / L. N. Bortnikov // *Combustion, Explosion, and Shock Waves*. - 2007. - Т. 43. - №4. - С. 378-383.
- 25 David, E. An overview of advanced materials for hydrogen storage [Text] / E. David // *Journal of Materials Processing Technology*. - 2005. - №162. - С. 169-177.
- 26 Dehoche, Z. Ti-V-Mn based alloys for hydrogen compression system [Text] / Z. Dehoche, M. Savard, F. Laurencelle, J. Goyette // *Journal of Alloys and Compounds*. - 2005. - Т. 400. - №1-2. - С. 276-280.
- 27 Taizhong, H. Influence of V content on structure and hydrogen desorption performance of TiCrV-based hydrogen storage alloys [Text] / H. Taizhong,

- W. Zhu, X. Baojia, H. Tiesheng // *Materials Chemistry and Physics*. - 2005. - №93. - С. 544-547.
- 28 Levin, D.V. Biohydrogen production: prospects and limitations to practical application [Text] / D. V. Levin, L. Pitt, M. Love // *International Journal of Hydrogen Energy*. - 2004. - №29. - С. 173-185.
- 29 Месяц, Г.А. Водородная энергетика и топливные элементы [Текст] / Г. А. Месяц, М. Д. Прохоров // *Вестник Российской академии наук*. - 2004. - Т. 74. - №7. - С. 579-597.
- 30 Коровин, Н.В. Водородные топливные элементы. Состояние и проблемы [Текст] / Н. В. Коровин // 7-я Международная конференция "Водородное материаловедение и химия углеродных материалов". - 2001. - С. 928-929.