

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
«Тольяттинский государственный университет»  
Институт машиностроения  
(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»  
(наименование)

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

Энергетические комплексы и системы управления  
(направленность (профиль))

## **ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)**

на тему Влияние угла опережения зажигания на термодинамические  
характеристики рабочего процесса одноцилиндровой  
установки УИТ-85

Студент Святослав Юрьевич Петин (личная подпись)  
(И.О. Фамилия)

Научный к.т.н., доцент, В.В. Смоленский  
руководитель (ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2020

# ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
Глава 1 Изучение литературы для выявления влияния угла опережения зажигания на термодинамические характеристики рабочего процесса ...	7
1.1 Методы экспериментального исследования процессов горения в условиях поршневых энергетических установок и двигателей .....	7
1.2 Обзор современных источников по вопросу влияния угла опережения зажигания на характеристики процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием .....	16
1.3 Выводы по главе изучение литературы по вопросу влияния угла опережения зажигания на характеристики процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием .....	34
Глава 2 Описание экспериментального оборудования .....	35
2.1 Экспериментальная установка и датчики .....	35
2.2 Методика определение продолжительности процесса сгорания по изменению показателя политропы в ДВС с искровым зажиганием .....	40
2.3 Выводы по главе 2 «Описание экспериментального оборудования» .....	43
Глава 3 Обзор проведенных экспериментальных исследований с целью оценки влияния угла опережения зажигания на термодинамические характеристики рабочего процесса одноцилиндровой установки УИТ-85	44
3.1 Результаты и обсуждения методики оценки параметров процесса распространения фронта пламени по индикаторной диаграмме в двигателях с искровым зажиганием и одноцилиндровой установки УИТ-85 .....	44

3.2 Результаты экспериментальных исследований.....	45
3.3 Выводы по главе 3 «Обзор проведенных экспериментальных исследований с целью оценки влияния угла опережения зажигания на термодинамические характеристики рабочего процесса одноцилиндровой установки УИТ-85» .....	50
Глава 4 Выявление возможностей повышения эффективности бензинового ДВС за счет анализа процесса сгорания по его термодинамическим характеристикам .....	51
4.1 Оценка влияния состава рабочей смеси на скорость сгорания бензинового ДВС.....	51
4.2 Анализа процесса сгорания по его термодинамическим характеристикам при варьированием УОЗ.....	55
4.3 Выявление возможностей повышения эффективности бензинового ДВС за счет при варьированием УОЗ на основе анализа процесса сгорания по его термодинамическим характеристикам.....	60
4.4 Выводы по главе 4 «Выявление возможностей повышения эффективности бензинового ДВС за счет анализа процесса сгорания по его термодинамическим характеристикам» .....	64
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	65
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	67

## ВВЕДЕНИЕ

**Актуальность работы и научная значимость настоящего исследования.**

Необходимость регулировать условия протекания рабочего процесса в двигателя внутреннего сгорания бала понятна с самого начала их производства. Долгое время основными задачами при регулировании было изменения скоростных и мощностных показателей работы, которые в основном регулировались при помощи параметров наполнения и состава смеси [1]. Однако с развитием двигателестроения все больше внимания стало уделяться углу опережения зажигания, так как топливо посредством которого его химическая энергия превращается в механическую работу, горит с конечной скоростью и имеет разную продолжительность сгорания в зависимости от условий окружающей среды. В течение очень долгого времени управление моментом зажигания осуществлялось через центробежный и вакуумный регулятор, расположенный в коллекторе зажигания аккумулятора [2]. Современные требования к токсичности отработавших газов и эффективности процесса сгорания требуют получения определенных параметров рабочего процесса при контролируемом составе отработавших газов для эффективной работы каталитического нейтрализатора. При использовании в ДВС с искровым зажиганием топлив с различного химического состава, в том числе альтернативных с большим октановым числом, можно регулировать момент зажигания и достигать более благоприятных параметров для работы катализатора при повышении эффективности работы [3]. Например, более ранний момент зажигания при высоких нагрузках снижает температуру выхлопных газов. По этой причине нет необходимости обогащать смесь топливом для защиты компонентов нейтрализатора от высоких температур. Уменьшение впрыскиваемой дозы приведет к более экономичной работе двигателя [4]. Контроль момента зажигания в зависимости от условий эксплуатации отражается в снижении

расхода топлива, и это влияет на мощность двигателя и, следовательно, его общую эффективность [5]. Можно сказать, что КПД двигателя является отражением качества сгорания. Это также подтверждается тем фактом, что изменение момента зажигания отражается на выбросах – количестве несгоревших углеводородов  $C_xH_y$ , оксидов азота  $NO_x$  и оксидов углерода  $CO_x$ .

Оценка влияние угла опережения зажигания на термодинамические характеристики рабочего процесса одноцилиндровой установки УИТ-85 при современном развитии двигателестроении показывает актуальность данной работы.

**Объект исследования:** бензиновая одноцилиндровая установка УИТ-85 с искровым зажиганием.

**Предмет исследования:** влияние угла опережения зажигания на термодинамические характеристики рабочего процесса.

**Целью работы** является оценка влияние угла опережения зажигания на термодинамические характеристики рабочего процесса одноцилиндровой установки УИТ-85.

**Гипотеза исследования** состоит в том, что угол опережения зажигания определяет момент воспламенения смеси в цилиндре двигателя и, следовательно, во многом определяет термодинамические характеристики рабочего процесса, если правильно проводить регулирование углом опережения зажигания, то возможно повышение термодинамической эффективности процесса сгорания и снижение токсичности отработавших газов.

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

1. провести оценку влияния угла опережения зажигания на термодинамические характеристики рабочего процесса.

2. оценить возможности повышения эффективности процесса сгорания в бензиновом ДВС за счет варьированием угла опережения зажигания на примере одноцилиндровой установки УИТ-85.

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

**Научная новизна исследования** заключается в выявление особенностей влияния угла опережения зажигания на термодинамические характеристики рабочего процесса одноцилиндровой установки УИТ-85.

**Личное участие автора:** автор принимал непосредственное участие в формировании аналитического обзора по направлению исследований, а также в анализе экспериментальных данных и полученных на основании анализа практических рекомендаций и выводов.

**Апробация и внедрение результатов работы** велись в течении всего исследования. Его результаты докладывались на следующих конференциях и семинарах:

- на семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» в 2019 и 2020 г.
- на международной научно-практической конференции: «Актуальные вопросы образования и науки» (Тамбов, 30 апреля 2020 г.).
- опубликована научная статья в журнале Научный альманах. 2020. №4-1 (66). С. 72-76. Объем статьи 0,31 усл. печ. л.

**На защиту выносятся:**

- выявленные возможности повышения эффективности процесса сгорания в бензиновом ДВС за счет варьированием угла опережения зажигания на примере одноцилиндровой установки УИТ-85.

**Структура магистерской диссертации.** Диссертации состоит из введения, 4 глав, заключения с основными результатами и выводами, содержит 49 рисунков, 1 таблицы, списка использованных источников (77 источников). Основной текст изложен на 75 страницах.

# **ГЛАВА 1 Изучение литературы для выявления влияния угла опережения зажигания на термодинамические характеристики рабочего процесса**

## **1.1 Методы экспериментального исследования процессов горения в условиях поршневых энергетических установок и двигателей**

Современные подходы к моделированию горения в ДВС основаны на совместном использовании известных уравнений механике сплошной среды и химической кинетики реакций горения. В текущем состоянии использование только расчетных методов, активно развиваемых на инженерном рынке, недостаточно для разработки рабочего процесса ДВС, но в тоже время является полезным дополнительным инструментом, позволяющим повысить качество и снизить сроки разработки новых двигателей.

Развитие расчетных методов сдерживается недостаточной проработкой химии горения углеводородов в сочетании с весьма сложным математическим описанием турбулентного движения реагирующей среды в камере сгорания ДВС. В большинстве случаев промышленного использования горения химические реакции протекают за времена, сравнимые с характерными временами турбулентного изменения потока и процессов молекулярного переноса [3]. Поэтому экспериментальное получение информации о стадиях и скоростях химических реакций необходимо для адекватного моделирования процессов горения. Кроме того, для этой же цели необходимы исследования особенностей турбулентного движения в условиях камер сгорания. Эти исследования пламени регулярно проводятся в лабораториях с применением новейшего исследовательского оборудования [4, 5, 6, 7, 8]. Однако результаты, полученные в лаборатории, не всегда могут быть напрямую использованы для моделирования горения в

условиях ДВС, поскольку всегда имеют место некоторые отличия в условиях протекания процесса. Поэтому экспериментальные исследования горения в условиях ДВС также проводятся ведущими исследовательскими организациями [9].

### **1.1.1 Оптические методы, основанные на собственном излучении пламени**

Для изучения быстропротекающих процессов наилучшим прибором является скоростная фотокамера. С её помощью можно увидеть процессы, недоступные визуальному наблюдению. Обладая высоким временным разрешением, этот способ позволяет наблюдать процессы высокоскоростного турбулентного горения и взрыва.

На собственном излучении пламени основаны также пирометрические методы. В них используется закон Стефана-Больцмана для энергии излучения нагретого тела.

В условиях ДВС исследования с помощью высокоскоростной кино-фото регистрации известны с начала 20 столетия [10]. Одними из первых исследователей, исследовавших с помощью визуализации процесс распространения пламени в ДВС с искровым зажиганием были Рассвейлер и Уитроу [10]. В своем эксперименте они сопоставили скоростную фотосъемку (головка цилиндра была выполнена из кварцевого стекла) с измерением давления в камере сгорания и выявили основные макроскопические закономерности процесса горения. Однако эти результаты не позволили выявить зону собственно химических реакций (на фото свечением охвачены и зона химических реакций, и зона продуктов сгорания). Какой-либо информации о кинетике химических реакций также получить из таких результатов не представлялось возможным. Кварцевые окна в головке цилиндра, позволяющие осуществлять скоростную киносъемку процесса сгорания также были использованы Соколиком [11] для оценки скорости турбулентного распространения пламени в разных фазах горения. Известно применение зеркал в поршне [12], систем щелей в головке цилиндра [13, 11]



и т.д. Использование оптических методов еще на начальном этапе исследований детонации позволило качественно оценить и визуализировать явление [11].

Интересные результаты исследования диффузионного горения в условиях дизельного ДВС представлены в [14]. В данной работе с помощью спектроскопического анализа собственного излучения пламени исследована динамика выгорания факелов. На основе этих результатов получены качественные закономерности, связывающие регистрируемые при эксперименте оптические параметры с токсичностью отработавших газов и топливной экономичностью цикла.

Таким образом, оптические методы, основанные на собственном излучении пламени и скоростной фоторегистрации, довольно давно применяются для исследования горения в условиях ДВС. Их применение довольно дорого, они могут использоваться только для экспериментальных исследований в условиях лабораторий, а результаты имеют в основном качественный характер. На современном уровне развитие методов связано с применением высокоскоростных фотокамер.

### **1.1.2 Методы, основанные на просвечивании пламени**

Метод Теплера успешно применяется при исследовании распределения скорости потоков перед фронтом пламени, ударной волной и др. Для этого Саламандра и Федосеева [15] использовали визуализацию искусственно создаваемых меток в виде тепловых неоднородностей линейной формы, температура которых настолько мала, что не повлияет на траекторию метки. Создав при этом оригинальную систему цветового усиления контрастности, они получили превосходные теплерограммы.

В отличие от теневого и шпирен-методов при интерферометрической регистрации оптических неоднородностей наблюдают пространственное распределение показателя преломления среды, а не его градиенты. Для изучения оптических неоднородностей применяется интерферометр Маха-Цандера. Для регистрации неоднородностей пламен и газовых потоков

используют скоростную фотосъемку. В работе [16] приведен обзор интерференционных методов.

В работе [17] приведены практические примеры использования шлирен-метода и интерферометра Маха-Цандера для исследования ударных и детонации в газовых смесях.

Голографические методы исследования [18, 19, 20] позволяют регистрировать трехмерную картину изменения неоднородности. При исследованиях горения с помощью импульсной голографической системы [21] удалось наблюдать распределение капель размером 5-10 мкм перед фронтом ламинарного пламени, а также оценить распределение температур в ламинарном пропановоздушном пламени.

В вышеупомянутой работе [14] оптический метод, основанный на просвечивании камеры сгорания (теневой метод с использованием галогеновых ламп видимого света и ксеноновых ламп ультрафиолетового диапазона), использован для исследования распыливания топливных струй и формирования паровой фазы перед самовоспламенением.

### **1.1.3 Методы, основанные на упругом рассеянии света**

Упругое рассеяние света на мелких частицах легло в основу получивших широкое распространение лазерных анемометров [22, 23, 24, 25]. Метод лазер-доплеровского измерения скорости (ЛДИС) основан на эффекте Доплера.

В сканирующих системах, использующих эффект Доплера регистрируется контур линии рассеянного излучения. По этой линии можно определить функцию распределения частиц по размерам и скоростям, так как интенсивность рассеянного света зависит от размеров частиц.

Следящие схемы обеспечивают непрерывное измерение скорости движения частиц при использовании светофильтров, пропускание которых линейно связано с доплеровским смещением частоты так, что амплитуда выходного сигнала, пропорциональна скорости частицы, попавшей в поле опорного луча. Средняя амплитуда пропорциональна средней скорости, а

отклонение от средней величины - разброс частиц по скоростям. Пример такого применения метода ЛДИС для исследования потока в цилиндре ДВС приведен в работе [26].

Работы, посвященные бесконтактному измерению поля скоростей в потоке при горении широко представлены на симпозиумах по горению [18.47.80 Ксан]. Например, опубликованы данные измерения наноразмерных частиц сажи с размером менее 30 нм.

#### **1.1.4 Методы лазерной спектроскопии**

В последнее время широкое распространение получили лазерные методы исследования пламен [32-34]. Чрезвычайно высокая плотность энергии, получаемая в лазерах, а также большая длина когерентности послужили основой для развития следующим методов:

- внутрирезонаторной лазерной спектроскопии (ВРЛС);
- спектроскопия комбинационного рассеяния (рамановская спектроскопия);
- когерентная антистоксова рамановская спектроскопия (КАРС);
- лазерно-индуцированная флуоресценция (ЛИФ).

**Метод ВРЛС** основан на высокой чувствительности спектра генерации оптических квантовых генераторов с неоднородно уширенной полосой усиления к наличию узких линий поглощения в резонаторе [32, 34, 35]. Метод ВРЛС использован для изучения кинетики некоторых химических реакций горения [36, 37]. Физические основы метода и разнообразные области его применения подробно освещены в обзорах [32, 36].

**Спектроскопия комбинационного рассеяния** (рамановская спектроскопия) основана на неупругом процессе рамановского (комбинационного) рассеяния, когда исследуемая молекула, облучаемая лазерным лучом, излучает при переходе из возбужденного в невозбужденное состояние фотон с меньшей или большей энергией чем поглощенный фотон лазерного излучения. Разность энергий фотона лазерного излучения и переизлученного фотона пропорциональна разности энергий соседних

колебательных уровней. Поскольку эта величина индивидуальна для каждой молекулы, с помощью спектрометра можно измерить интенсивность комбинационного рассеяния. При этом интенсивность излучения пропорциональна концентрации [38]. Возможны даже одновременные измерения различных компонентов [39], а также двумерные измерения в турбулентных потоках [40].

Основным недостатком метода является малое сечение рассеяния. И применение только мощных лазеров позволило использовать эффект комбинационного рассеяния для диагностики горения. Однако и в этом случае надежно можно анализировать только концентрацию компонентов выше 1%.

**Когерентная антистоксова рамановская спектроскопия** тесно связана со спектроскопией комбинационного рассеяния. В этом методе помимо накачивающего лазерного излучения излучается дополнительное стоксово излучение. Взаимодействие лазерного излучения с молекулами генерирует излучение с собственной частотой. Из формы спектрального распределения можно надежно определить температуру, а из спектральных интенсивностей - концентрации компонентов. Физические основы метода подробно изложены в [38, 41]. Преимуществами метода являются высокое пространственное разрешение и высокая интенсивность генерируемого выходного сигнала. Недостатками метода является сложная обработка измеренного КАРС спектра и высокая стоимость метода [3].

Спектроскопия, **лазерно-индуцированная флуоресценция** основана на регистрации поглощенной энергии лазерного луча по возникающей флуоресценции возбужденных частиц. В этом методе излучение перестраиваемого лазера используется для селективного возбуждения электронных состояний молекул [42]. При переходе в новое состояние электронная структура молекул изменяется. Переход возбужденной молекулы в более низкое энергетическое состояние сопровождается излучением света (флуоресценцией) различной частоты.

Исследовательский потенциал метода ЛИФ спектроскопии продемонстрирован в работах [43, 44]. С помощью перестраиваемого лазера удалось измерить распределение многих радикалов во фронте пламени [44, 45]. Преимуществами метода являются его высокие чувствительность и селективность.

Известны исследования с применением пространственного двумерного измерения ЛИФ-спектроскопии. В этом случае используется тонкий световой поток, что обеспечивает высокое пространственное разрешение. Флуоресценция измеряется фотодиодной матрицей [46]. Специфической областью применения данной методики является мгновенная диагностика турбулентных пламен при помощи коротких световых импульсов, обеспечивающих высокое временное разрешение.

ЛИФ спектроскопия горения в условиях ДВС [47] с помощью двумерного потока лазерного излучения позволила зарегистрировать радикалы ОН во фронте пламени. Полученные фотографии (рисунок 1.1) отчетливо показывают влияние турбулентности на конфигурацию фронта пламени.

Трудность применения ЛИФ-спектроскопии заключается в необходимости иметь в исследуемых атомах и молекулах электронные переходы, которые может возбудить лазер. Кроме того, измерения концентраций носят обычно качественный характер.

Таким образом, исходя из проведенного анализа известных исследований можно сделать вывод о том, что применение оптических методов исследования горения в условиях ДВС требует наличия:

- прозрачных стенок КС;
- перестраиваемого лазерного излучателя;
- сложной системы регистрации результатов.

Поэтому оптические методы используются только в лабораторных условиях для тонких экспериментов, на стадиях исследования достаточно

далеких от доводки рабочего процесса готовящихся к производству или производимых ДВС.

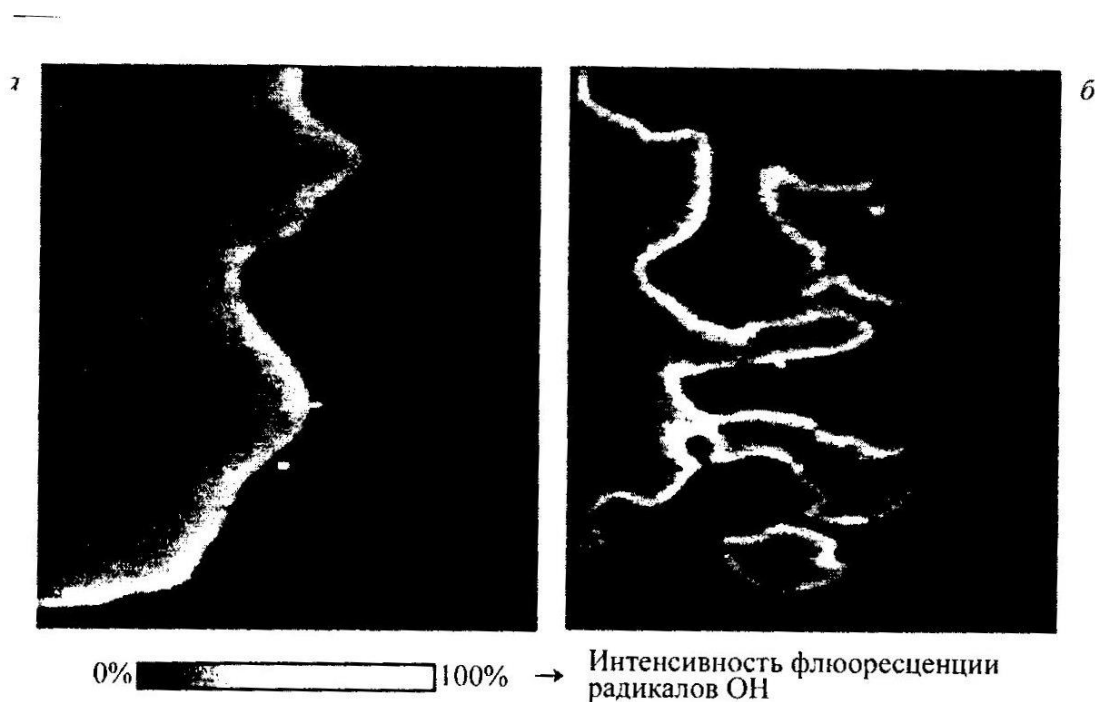


Рисунок 1.1 – Измерения ЛИФ радикалов ОН двумерным световым потоком в лабораторном карбюраторном ДВС с искровым зажиганием при слабой (а) и сильной (б) турбулентности.

Интерпретация полученных результатов зачастую носит качественный характер.

### 1.1.5 Зондовые методы исследования горения

Зондовые методы отличаются от оптических введением датчиков (зондов) в исследуемую зону. Зондовые методы, применяемые для исследования горения основаны на использовании различных физических эффектов. Это могут быть различные датчики температуры (термопары и термосопротивления), датчики давления и т.д. Для измерения быстропротекающих процессов горения (в ДВС) термопары не могут быть надежно использованы вследствие высокой их инерционности. Поэтому для исследования рабочего процесса ДВС используют другие различные зондовые методы.

Для исследования ДВС используются в основном термоанемометры, стробоскопические быстродействующие газоотборные клапаны и ионизационные зонды.

Техника термоанемометра основана на явлении изменения электрического сопротивления тонкой металлической нити, обдуваемой газовым потоком. В основном эта техника используется для оценки и оптимизации движения заряда в моменты наполнения и сжатия. В последнее время появились работы, направленные на использование термоанемометрической техники для анализа газового состава рабочей смеси. В работе [48] предложено использовать эффект каталитических реакций углеводородов на нагретой нити термоанемометра для анализа локального соотношения топливо-воздух в различных зонах камеры сгорания (особенно это интересно около свечи зажигания). Данный метод находится в разработке и требует достаточно глубокого метрологического обоснования.

Для химического анализа газового состава рабочего тела в камере сгорания в основном применяют стробоскопические быстродействующие газоотборные клапаны. Данные клапаны с высокой скоростью отбирают из реакционной зоны пробу газа, которая быстро охлаждается для прекращения химических реакций, что после хроматографического анализа пробы позволяет оценить стадию химического превращения в данной зоне камеры сгорания. Применение газоотборных клапанов для определения скорости распространения и ширины реакционной зоны известно достаточно давно. В работе [49] в камеру сгорания было установлено 8 газоотборных клапанов. Анализ газов, отобранных клапанами, позволил оценить скорость и положение зоны горения в лабораторном двигателе с искровым зажиганием.

В настоящее время из-за высокой стоимости и сложности системы прямого отбора газов практически не применяются для исследований ДВС, уступив место оптическим методам исследования. Методы быстрого газового отбора в настоящее время используются для исследований газотурбинных двигателей [50].

Отдельной категорией зондовых исследований горения в ДВС является использование ионизационных зондов, основанных на явлении электропроводности пламени углеводородов. Интерес к их использованию для исследования горения в фундаментальных целях и в различных технических приложениях наблюдается с 30-х годов 20 века [41, 42]. Одной из первых работ, в которой проведен сравнительный анализ метода ионизационных зондов с методом стробоскопического газового анализа является монография Кошкина и Иноземцева [49], где показано, что газовый анализ, используемый для определения скорости распространения и ширины зоны горения, уступает в стабильности результатов измерений методу ионизационных зондов, однако для грамотной интерпретации результатов измерений необходимы углубленные исследования ионизации во фронте пламени. Данному вопросу с тех пор посвящено множество исследований [43, 44, 45]. В настоящее время ведущими мировыми исследовательскими организациями ведется работа в данном направлении и некоторые современные системы управления ДВС используют явление электропроводности пламени [46]. Поэтому анализ использования явления электропроводности пламени для исследования и диагностики горения требует отдельного рассмотрения.

## **1.2 Обзор современных источников по вопросу влияния угла опережения зажигания на характеристики процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием**

### **1.2.1 Обзор работы Lukas Tunka and Adam Polcar «Effect of various ignition timings on combustion process and performance of gasoline engine»**

В работе Lukas Tunka and Adam Polcar «Effect of various ignition timings on combustion process and performance of gasoline engine» [1] показано влияние различных углов опережения зажигания на процесс горения и эффективность бензинового двигателя. Исследования проводились на 4



цилиндровом 20 клапанном рядном двигателе Ауди 1,8 л. со степенью сжатия 9,5 при использовании бензина Аи-95. Исследовалось влияние УОЗ на характеристики ДВС в диапазоне изменения УОЗ от 18 до 32 градусов ПКВ с шагов в 2 градуса.

Приведем основные результаты их исследования. На рисунке 1.2 приведено изменение мощности и крутящего момента при разных моментах зажигания.

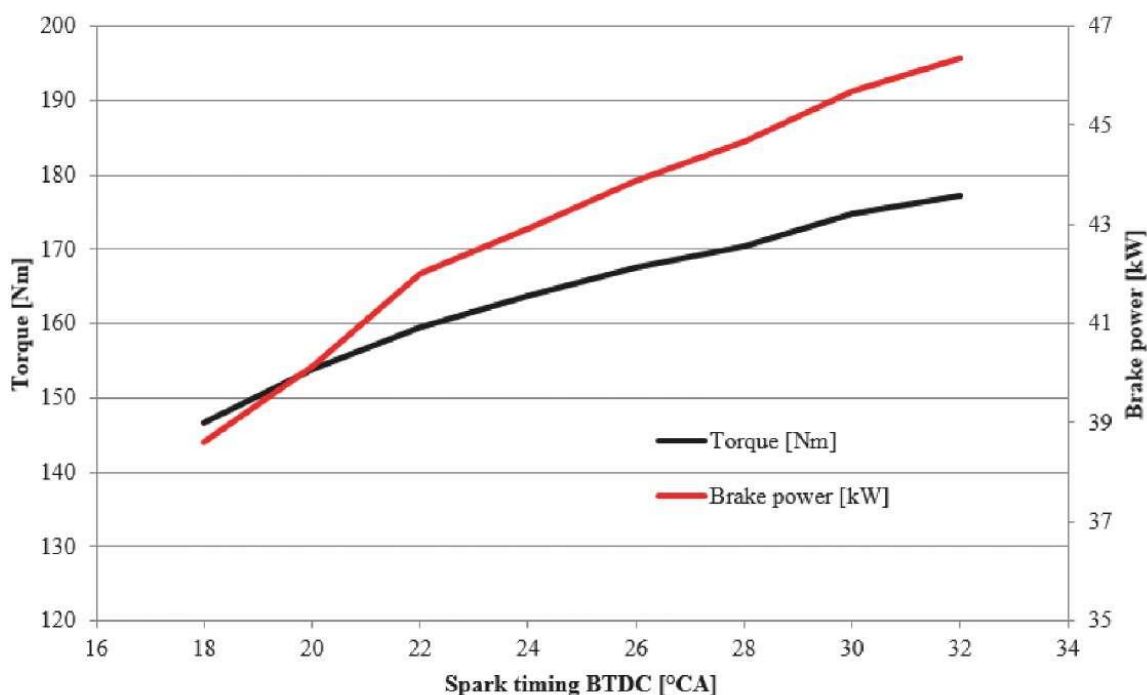


Рисунок 1.2 – Изменение мощности и крутящего момента при разных моментах зажигания

Рисунок 1.2 показывает, что момент зажигания влияет на оба измеряемых параметра. По мере увеличения УОЗ выходные параметры двигателя также увеличиваются, но в рассматриваемой статье взят маленький диапазон изменения УОЗ, при дальнейшем увеличении УОЗ должно произойти снижение мощностных показателей работы в связи с увеличением противодавления в цилиндре двигателя вследствие слишком раннего зажигания. Самые высокие значения достигаются при максимальном угле

зажигания. Результаты настройки характеристики показывают, что воспламенение смеси в цилиндре  $32^\circ$  градуса до ВМТ приводит к лучшему преобразованию химической энергии, содержащейся в топливе, в механическую работу. Следовательно, наилучшее сгорание и максимальное давление в цилиндре должны быть достигнуты при этом значении момента зажигания.

На рисунке 1.3 показана зависимость температуры выхлопных газов от момента зажигания. На графике показано что увеличение УОЗ снижает, причем существенно на  $100^\circ\text{C}$ , температуру отработавших газов, вследствие большей доле тепла, отданной на совершение полезной работы.

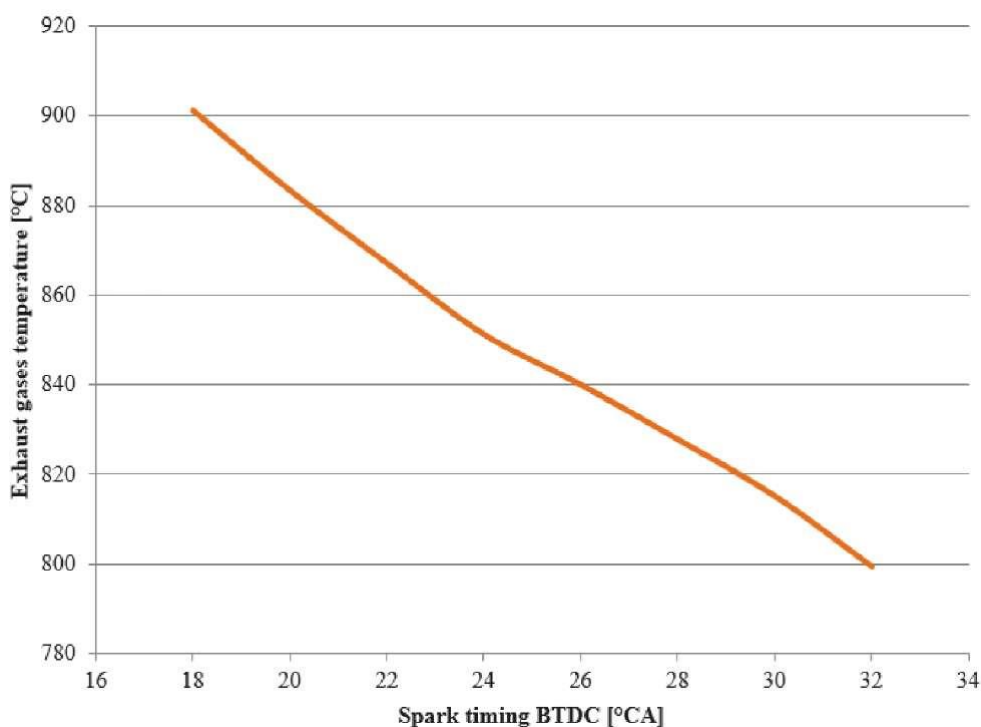


Рисунок 1.3 – Зависимость температуры выхлопных газов от момента зажигания

Влияние момента зажигания на процесс сгорания в цилиндре двигателя наиболее заметно демонстрируется кривыми давления в цилиндре. Изменение давления в цилиндре является наиболее важным параметром термодинамического анализа двигателя. Это репрезентативный показатель

всего процесса сгорания, который также позволяет нам оценить эффективность преобразования энергии в двигателе. Поэтому на рисунке 1.4 представлены усредненные графики изменений индикаторного давления в цилиндре при разных моментах зажигания. Из рисунка 1.4 видим, что основной рост давления при увеличении УОЗ происходит после ВМТ что и сказывается на термодинамической эффективности процесса сгорания.

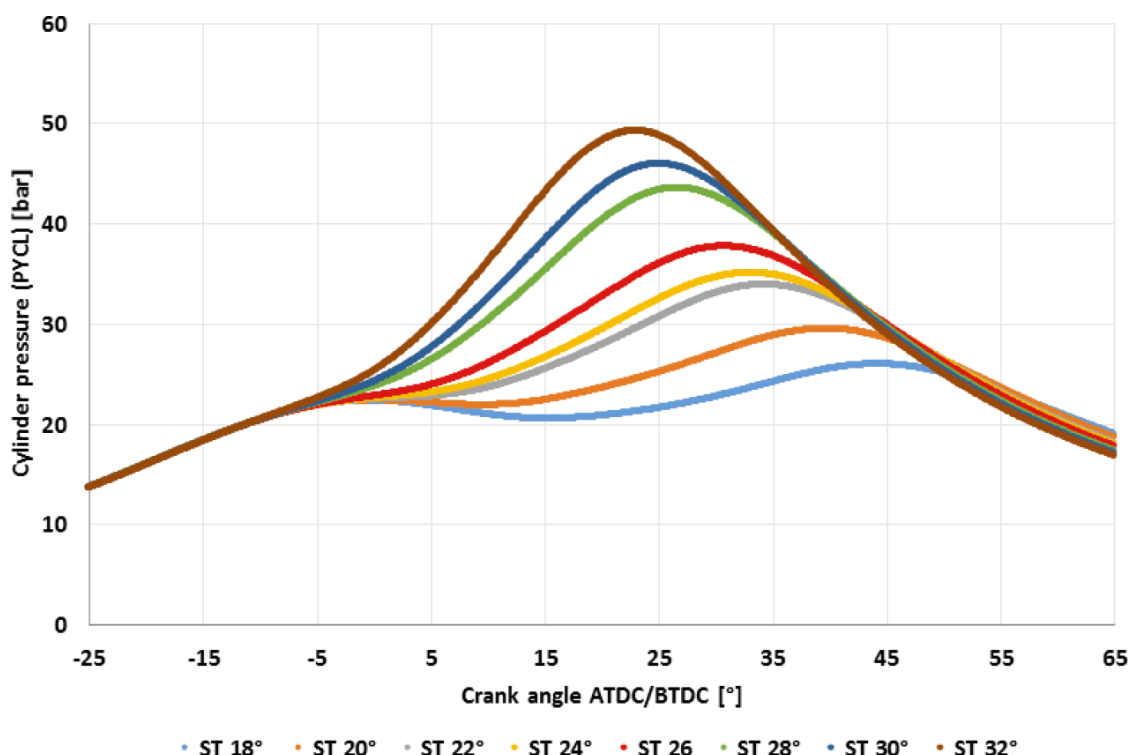


Рисунок 1.4 – Развитие давления в цилиндре при разных моментах зажигания

На рисунке 1.5 показана скорость тепловыделения (ROHR) в цилиндре двигателя. Это количество тепла, выделяемое относительно объема цилиндра, относительно угла поворота коленчатого вала двигателя. Он рассчитывается косвенно из кривой давления и объема цилиндра на основе первого закона термодинамики. Позднее воспламенение смеси приводит к более низким значениям ROHR, тогда как их пики достигаются дальше от верхней мертвой точки в такте расширения по сравнению с более ранними моментами зажигания. Кривые ROHR также предоставляют информацию о

преобразовании энергии в двигателе. Пики кривой указывают положение поршня относительно верхней мертвой точки (на основе угла поворота коленчатого вала), где энергия в топливе максимально преобразуется в энергию тепла и давления. Как и на предыдущих графиках, наилучшие результаты достигаются при  $\text{УОЗ} = 32^\circ$  пкв от ВМТ.

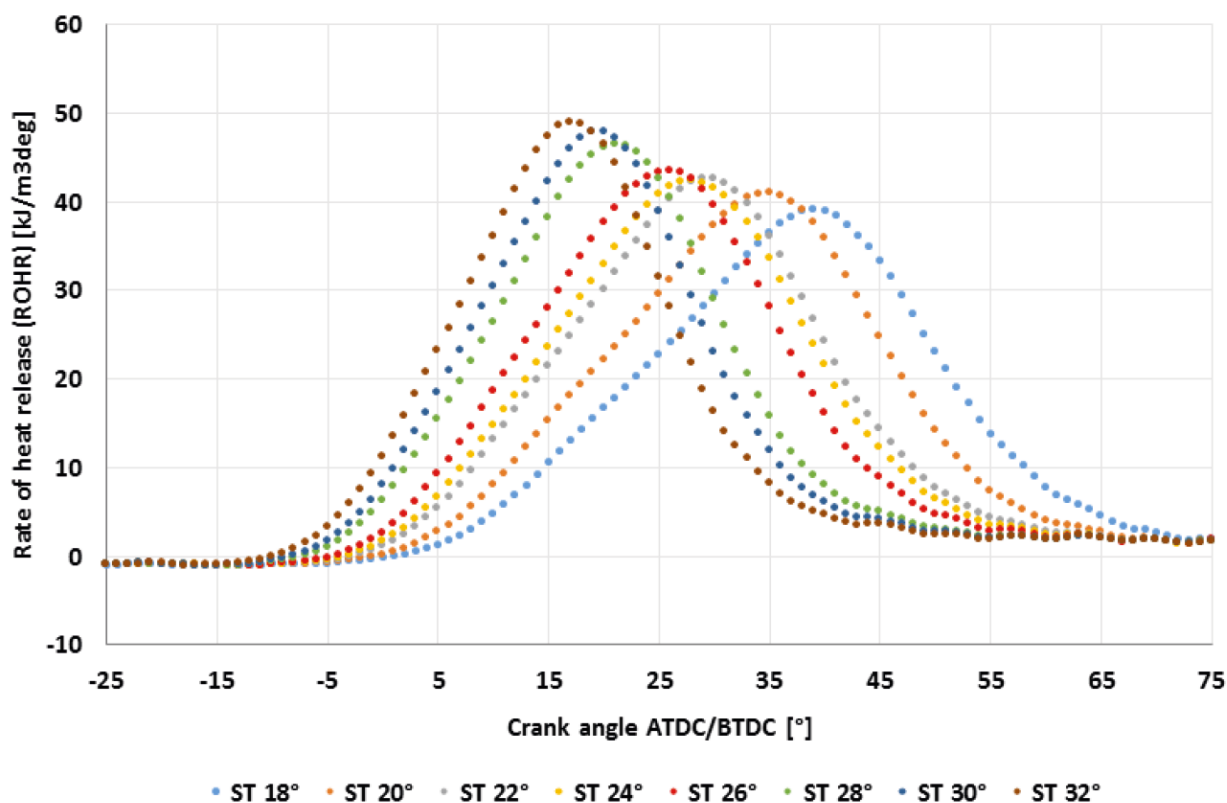


Рисунок 1.5 – Вариации скорости тепловыделения (ROHR) для разных времен зажигания

Интегрируя кривые скорости тепловыделения, мы получаем накопленную теплоту или накопленную массовую долю сгоревшего вещества (MFB) (рисунок 1.6). Его изменение определяет начало (MFB 5%) и конец (MFB 90%) сгорания, основанный на подводе тепла к циркуляции энергии топлива в горючей смеси. Основываясь на знании этих факторов, можно указать время, в течение которого происходит сгорание в цилиндре двигателя. Чтобы выразить эффективность преобразования тепла в механическую работу, определялось положение коленчатого вала, при

котором выделяется 10%, 50% и 90% энергии топлива относительно верхней мертвой точки.

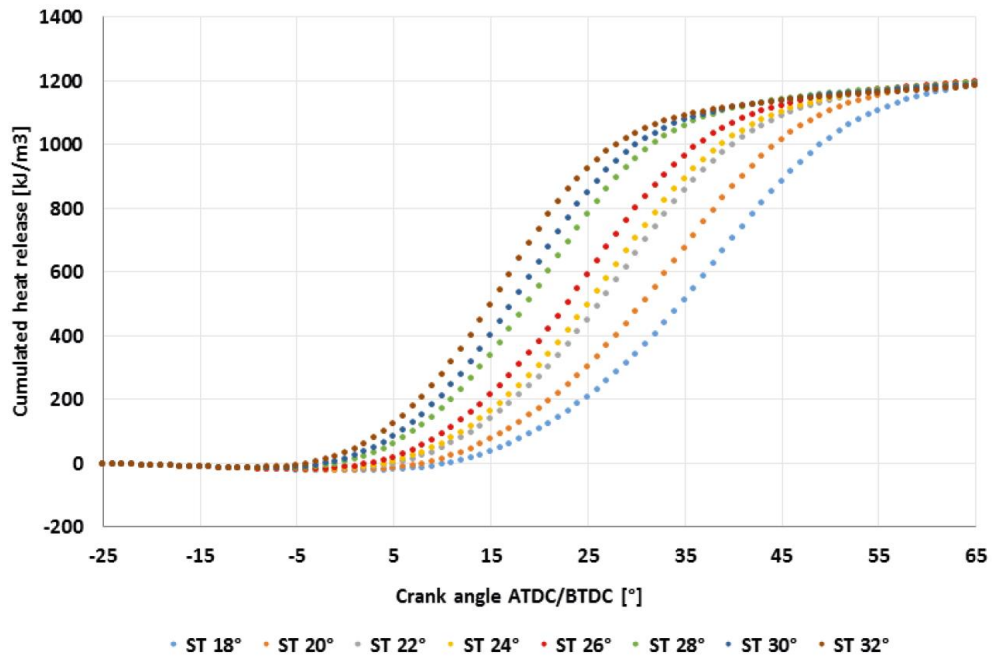


Рисунок 1.6 – Накопленное тепловыделение для разных времен зажигания

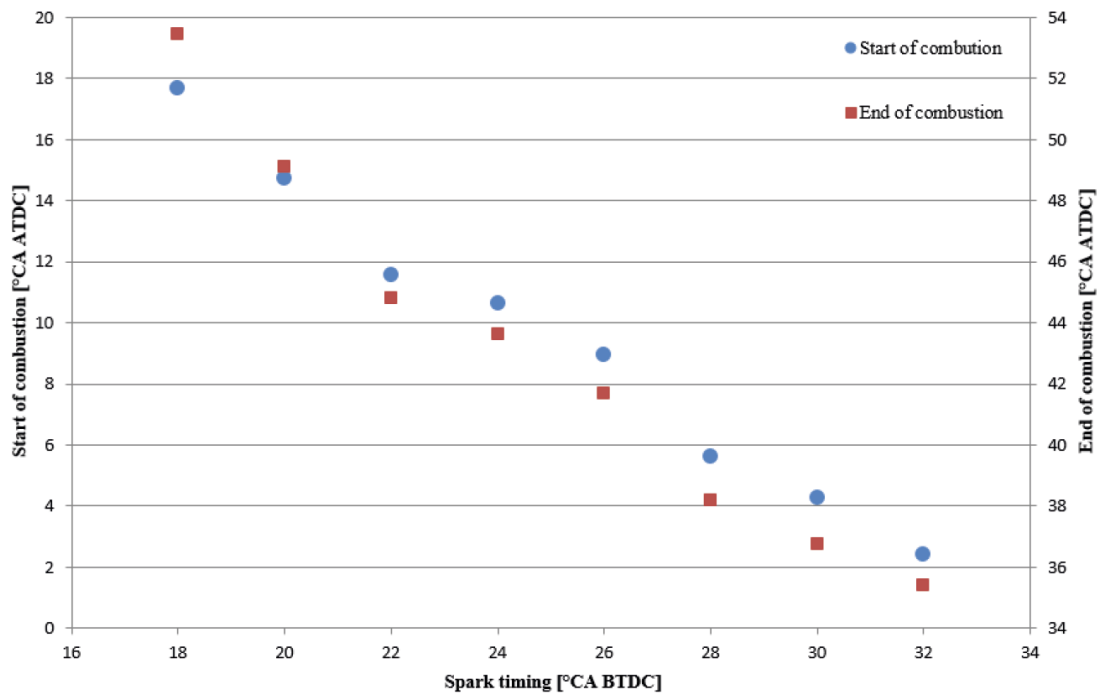


Рисунок 1.7 – Начало (сгорание 5% от массы топлива) и конец (сгорание 90%) сгорания для различных моментов зажигания

Тепловыделение 50% топлива соответствует пикам кривой ROHR (рисунок 1.5). А значения начала активного тепловыделения (сгорание 5% от массы топлива) и его конца (сгорание 90%) для различных моментов зажигания представлены на рисунке 1.7.

Для оптимального преобразования энергии в двигателе и повышения его эффективности важна степень вращения коленчатого вала относительно верхней мертвой точки поршня, когда достигается давление в цилиндре (макс. PCYL) и генерируемые тепловые пики (макс. Q), что соответствует максимальному преобразованию энергии топлива в механическую работу. Эти два параметра показаны на рисунке 1.8. По мере увеличения угла опережения зажигания пики PCYL и Q приближаются к верхней мертвой точке поршня в такте расширения, что желательно для оптимального использования химической энергии в топливе. Разница между самым низким и самым высоким моментом зажигания составляет 20 ° ПКВ. Если смесь цилиндров зажигается при 32 ° ПКВ до ВМТ, пик тепловыделения происходит при 19 ° ПКВ после ВМТ, в результате чего пик давления в цилиндре достигается при 23 ° ПКВ после ВМТ.

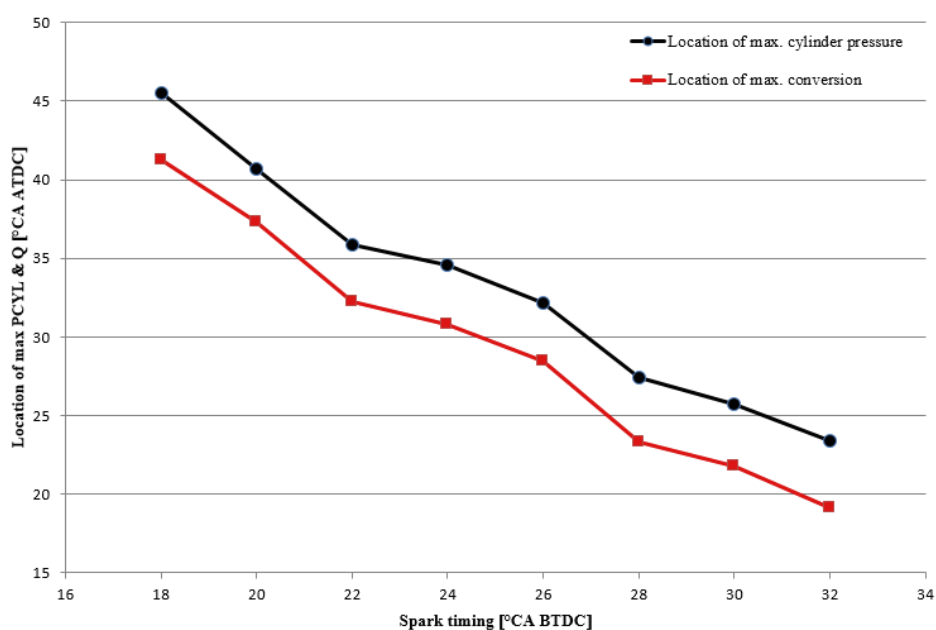


Рисунок 1.8 – Расположение максимального давления в цилиндре и конверсии для разных моментов зажигания

Важным параметром влияющим на эффективность работы в целом является зависимость влияние момента зажигания на стабильность процесса сгорания. Колебания указанного среднего эффективного давления (IMEP) контролируются в серии последовательных циклах двигателя. Таким образом, мерой этого параметра является коэффициент повторяемости последовательных циклов по их среднему эффективному давлению ( $COV_{IMEP}$ ), рисунок 1.9. Чем ниже значение, тем стабильнее горение. Если значение ниже 10%, сгорание считается стабильным.

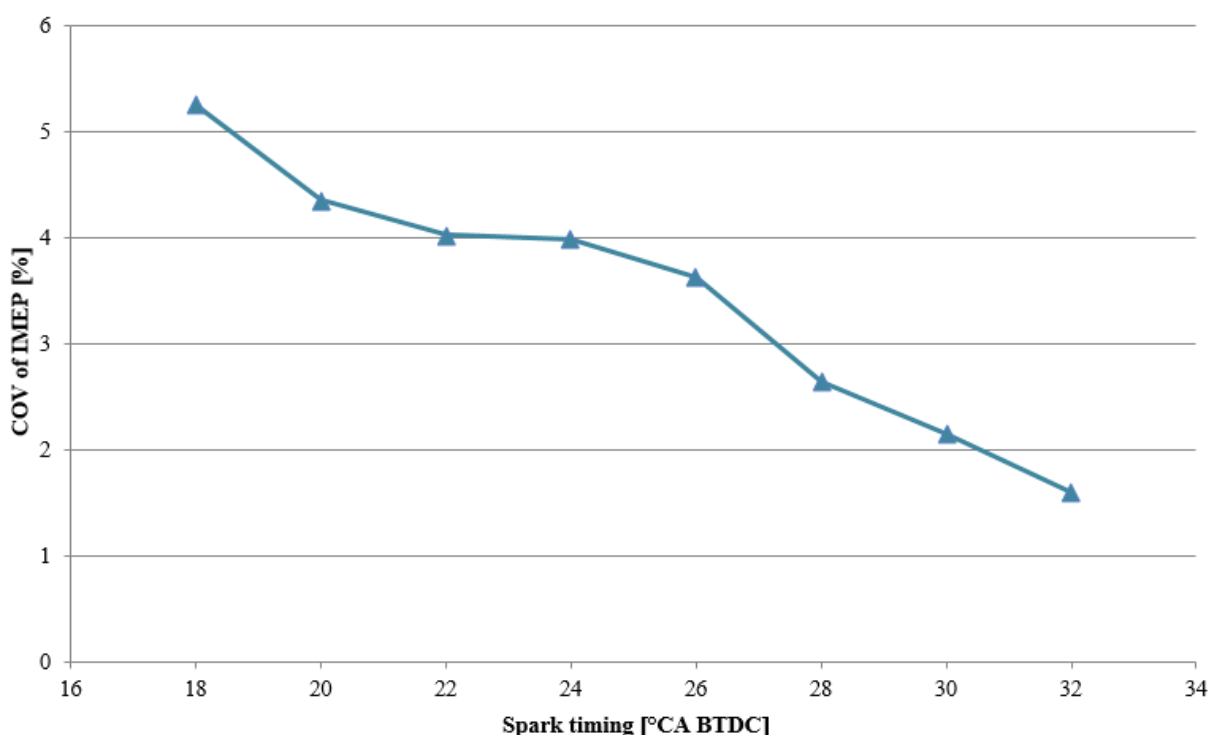


Рисунок 1.9 – Коэффициент стабильности процесса сгорания IMEP для разных УОЗ

Из рисунка 1.9 видно, что увеличение УОЗ приводит к увеличению стабильности процесса сгорания и величина колебаний среднего эффективного давления составляет 1,6%.

Приведенные в работе [1] результаты показывают, что УОЗ оказывает существенное влияние на выходные параметры двигателя. Благодаря оптимизации сгорания можно достичь более высокой эффективности

сгорания и экономии топлива. Изменение этих параметров также, вероятно, положительно отразится на составе токсичных компонентов. Вопрос до какой величины можно увеличить время зажигания, так как чрезмерное увеличение времени зажигания может привести к детонации и снижению термодинамической эффективности в данной работе не рассматривался.

### **1.2.2 Обзор работы Lukas Tunka and Adam Polcar «Effect of various ignition timings on combustion process and performance of gasoline engine»**

В работе Kwanhee Choi, Hyungmin Lee, In Goo Hwang, Cha-Lee Myung and Simsoo Park «Effects of various intake valve timings and spark timings on combustion, cyclic THC and NO<sub>x</sub> emissions during cold start phase with idle operation in CVVT engine» [2] показано влияние различных углов опережения зажигания при изменении характеристик открытия клапанов при варьировании настроек фазовращателя в условиях холодного пуска на процесс горения и эффективность бензинового двигателя. Исследования проводились на 4 цилиндровом 16 клапанном рядном двигателе 2,0 л. со степенью сжатия 10,5 при использовании бензина Аи-95. Исследовалось влияние времени открытия впускного клапана с моментом опережения открытия впускного клапана (IVO) от 10° до ВМТ при УОЗ 20° до ВМТ (BTDC) с перекрытием 20° до 10° после ВМТ при угле зажигания 5° после ВМТ (ATDC) без перекрытия на характеристики ДВС.

На рисунке 1.10 показано давление во впускном коллекторе при изменении времени открытия впускного клапана и времени зажигания при 1400 мин<sup>-1</sup>, на холостом ходу при  $\lambda = 1,0$ . Когда впускной клапан открывается раньше, давление в коллекторе увеличивается за счет остаточных газов, которые находятся при высокой температуре и давлении. И давление во впускном коллекторе также увеличивается при замедлении времени зажигания из-за увеличения положения дроссельной заслонки для поддержания целевой частоты вращения двигателя. В результате, когда угол зажигания был уменьшен с BTDC 20° до ATDC 5°, давление на впуске возросло примерно в 1,7 раза с 264 мбар до 458 мбар.



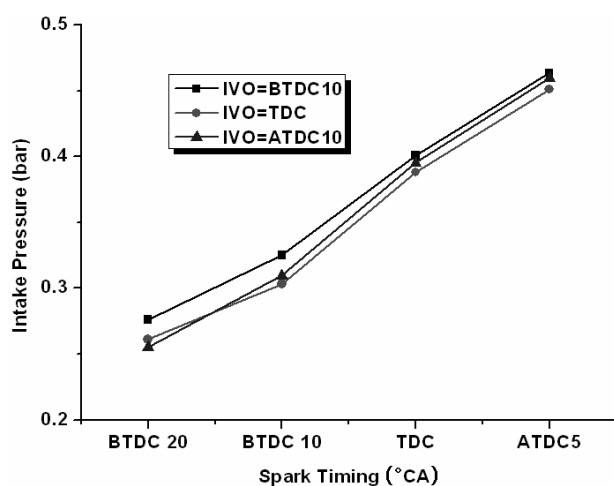


Рисунок 1.10 – Давление во впускном коллекторе ( $1400 \text{ мин}^{-1}$  на холостом ходу,  $\lambda = 1,0$ , температура охлаждающей жидкости (ОЖ)  $25^\circ \text{ C}$ ).

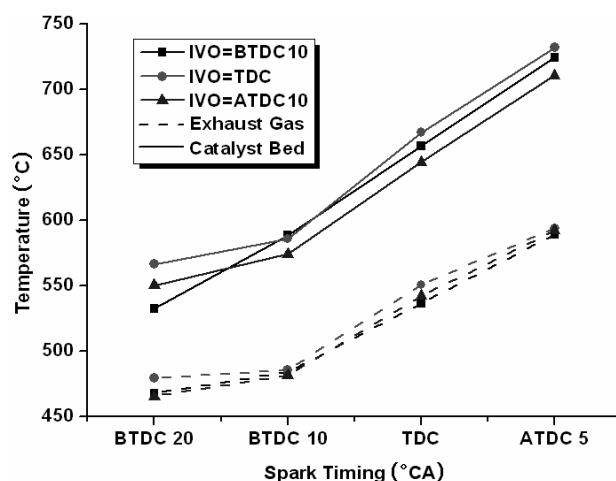


Рисунок 1.11 – Температура отработавших газов и активного слоя катализатора (при  $1400 \text{ мин}^{-1}$ , холостой ход,  $\lambda = 1,0$ , температура ОЖ  $25^\circ \text{ C}$ ).

На рисунке 1.11 представлена температура отработавших газов и поверхности слоя катализатора при изменении момента воспламенения. При изменении угла зажигания с  $20^\circ$  до ВМТ на  $5^\circ$  после ВМТ температура отработавших газов и катализатора увеличилась примерно на  $121^\circ \text{ C}$  и  $172^\circ \text{ C}$  соответственно. При этом изменение угла открытия и закрытия впускного клапана практически не влияли на температуру выхлопных газов, поэтому считается, что время зажигания более эффективно для снижения выбросов СН во время первой стадии условия запуска (холодного пуска).

Рисунке 1.12 и 1.13 показаны стабильность двигателя, обозначенную циклическими вариациями изменения давления относительно среднего (IMEP). Большой угол начала открытия впускных клапанов создает большой противоток, что ухудшает качество сгорания, как показано на рисунке 1.12. Кроме того, уменьшение УОЗ и переход начала воспламенения в зону расширения показало аналогичную тенденцию из-за уменьшения работы расширения и скорости сгорания, как показано на рисунке 1.13. Поэтому при

применении устройств, уменьшающих фазы перекрытия клапанов и уменьшающих УОЗ следует учитывать необходимость применения дополнительных элементов, усиливающие поток, такие как рециркуляция отработавших газов и IACV (клапан регулирования подачи воздуха).

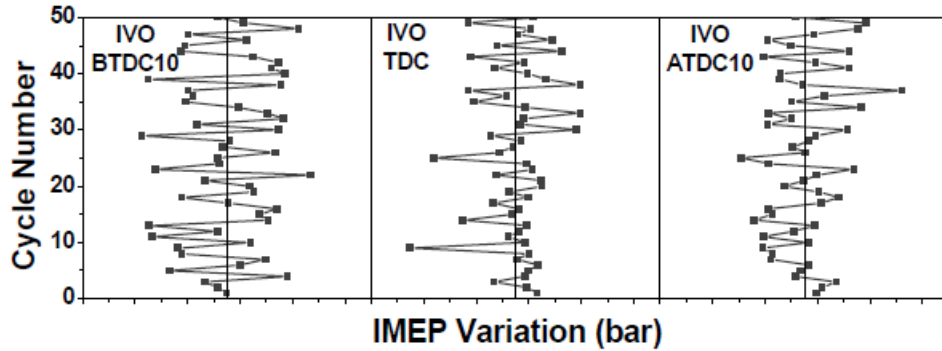


Рисунок 1.12 – Цикловая стабильность изменение давления (IMEP) при варьировании параметрами открытия впускных клапанов (при УОЗ = 10° до ВМТ, 1400 мин<sup>-1</sup> на холостом ходу,  $\lambda = 1,0$ , температура ОЖ = 25° С)

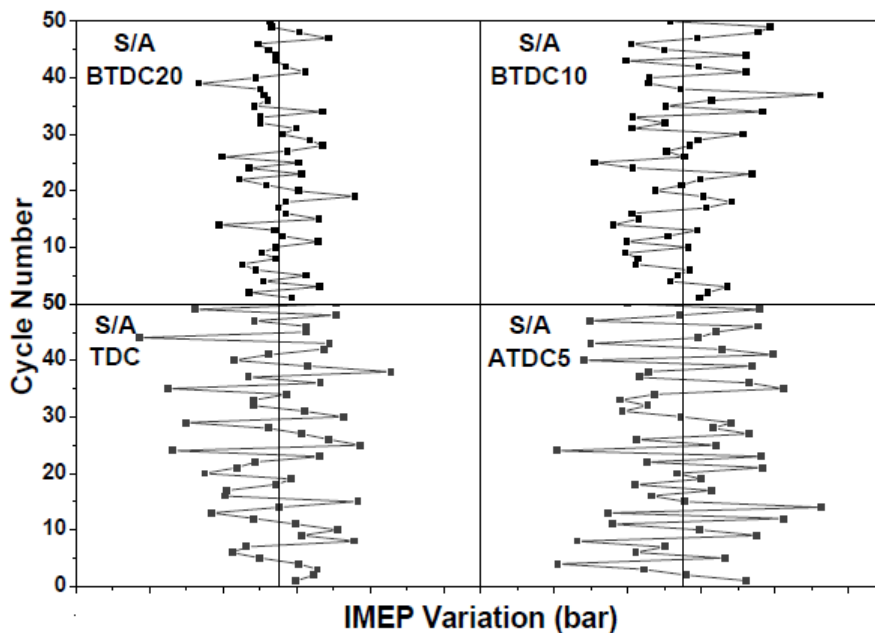


Рисунок 1.13 – Цикловая стабильность изменение давления (IMEP) при варьировании УОЗ (при угол открытия впускных клапанов (IVO) = 10° после ВМТ, 1400 мин<sup>-1</sup>, холостой ход,  $\lambda = 1,0$ , температура ОЖ = 25° С).

На рисунке 1.14 показано давление в цилиндре при изменении времени открытия впускного клапана (IVO) с  $10^\circ$  до ВМТ до  $10^\circ$  после ВМТ. Для более ранних моментов времени открытия впускных клапанов максимальное давление сгорания увеличивается. В результате, пиковое давление выросло на 1,0 бар при IVO BTDC  $10^\circ$ , чем при ATDC  $10^\circ$ .

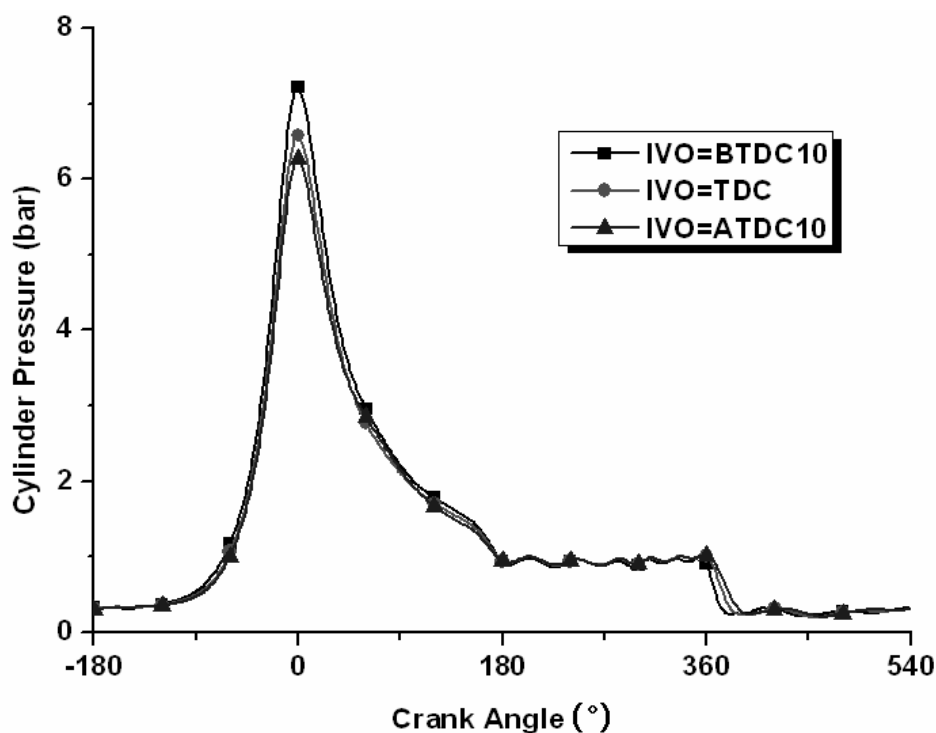


Рисунок 1.14 – Давление в цилиндре при изменении времени открытия впускного клапана (IVO) с  $10^\circ$  до ВМТ до  $10^\circ$  после ВМТ (при УОЗ =  $10^\circ$  до ВМТ,  $1400 \text{ мин}^{-1}$  на холостом ходу,  $\lambda = 1,0$ , температура ОЖ  $25^\circ \text{ C}$ ).

Графики давления в цилиндре с различными моментами подачи искры показаны на рисунке 1.15. Пиковое давление для момента зажигания в  $20^\circ$  до ВМТ составляло 5,4 бар, а при УОЗ =  $5^\circ$  после ВМТ – 8,9 бар. Даже если пиковые давления были относительно высокими для случаев с чрезмерным запаздыванием УОЗ (УОЗ = 0 или УОЗ =  $5^\circ$  ПКВ после ВМТ), профили давления становились более плавными и более широкими во время такта расширения, чем в случае с нормальным временем зажигания (УОЗ =  $20^\circ$  или УОЗ =  $10^\circ$  ПКВ), что означает сгорание, начатое во время раннего такта

расширения и продолжавшееся до такта выпуска. Высокое максимальное давление в цилиндре с задержками зажигания (ВМТ и УОЗ = 5° ПКВ после ВМТ) означает, что для поддержания заданной частоты вращения двигателя требуется больше воздуха, и, следовательно, большему расходу топлива.

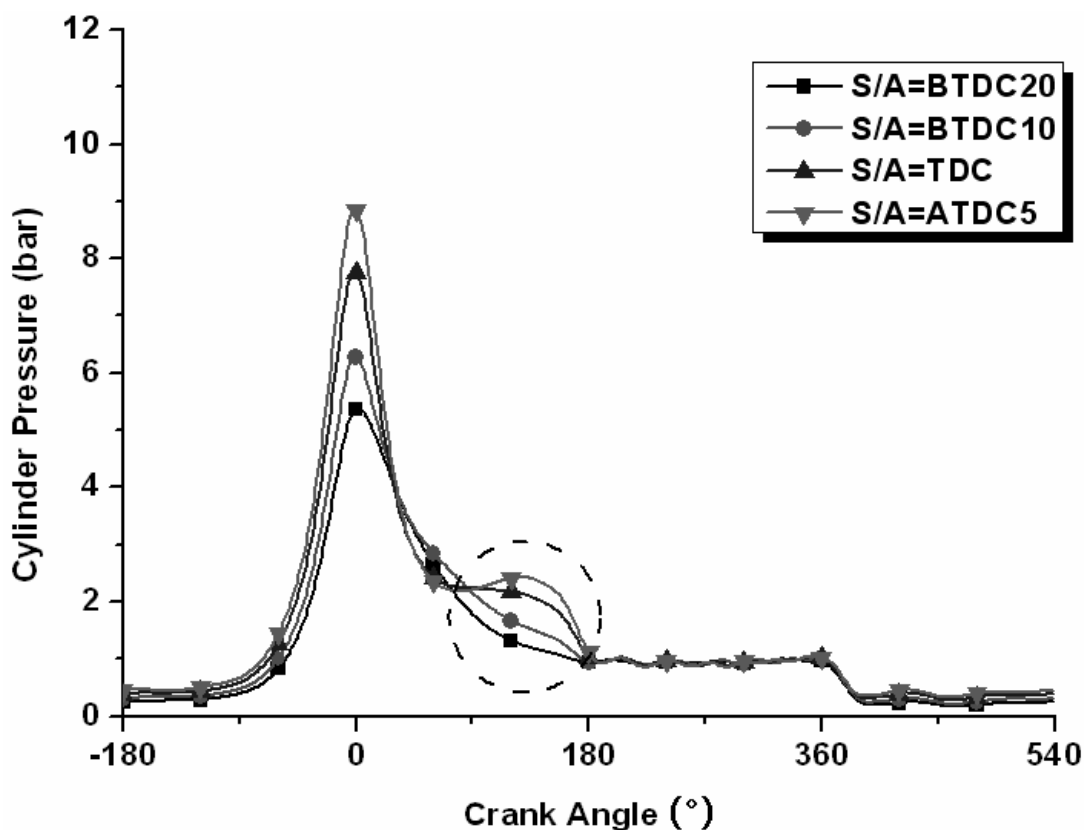


Рисунок 1.15 – Давление в цилиндре при изменении момента зажигания (при  $IVO = 10^\circ$  после ВМТ,  $1400 \text{ мин}^{-1}$ , холостой ход,  $\lambda = 1,0$ , температура ОЖ  $25^\circ\text{C}$ ).

Максимальные значения давления и его местоположения по углу поворота коленчатого вала для 50 циклов представлены на рисунке 1.16.

Поскольку начало воспламенения было смещено от УОЗ = 20° до ВМТ до УОЗ = 5° после ВМТ, местоположение максимального давления сгорания увеличилось от 49° после ВМТ при УОЗ = 20° до 134° после ВМТ при УОЗ = -5° в среднем на 50 циклов для каждого случая. Таким образом можно говорить о том, что уменьшение УОЗ привело к снижению термодинамической эффективности процесса сгорания.

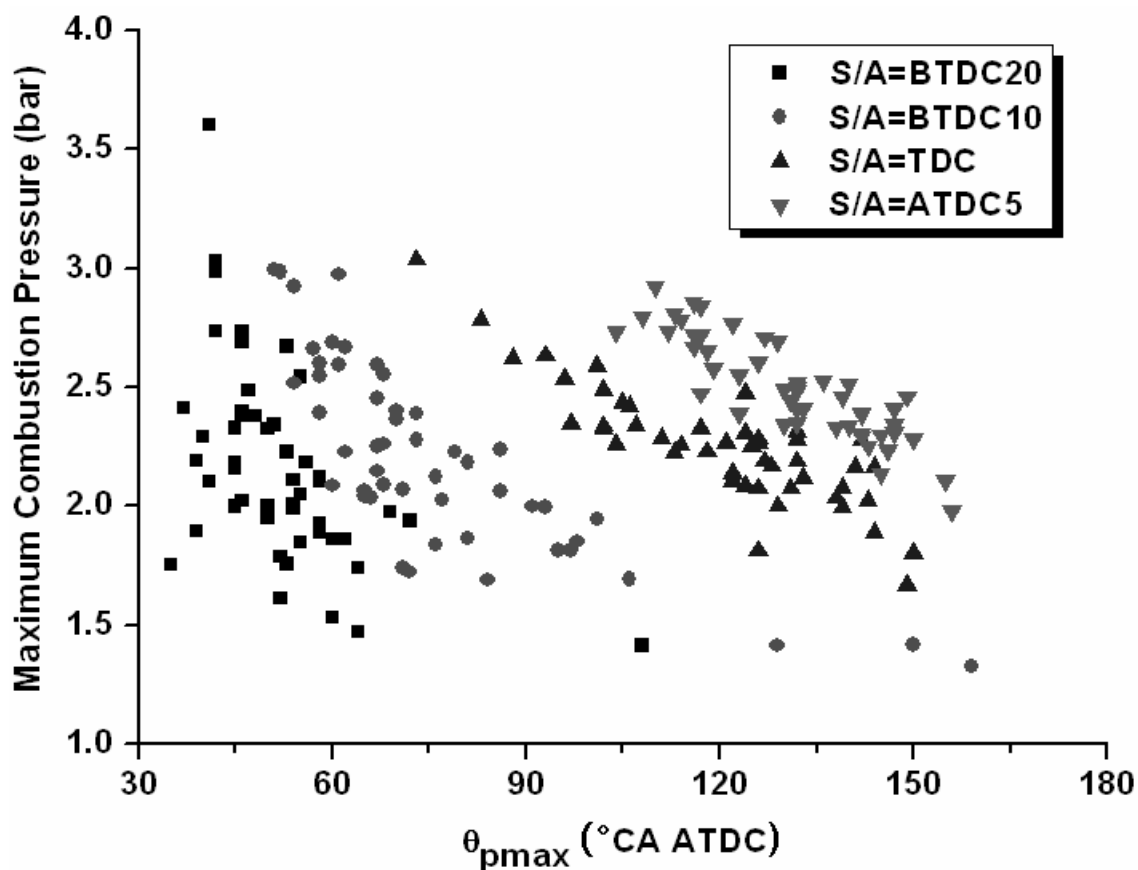


Рисунок 1.16 – Максимальные значения давления и его местоположения по углу поворота коленчатого вала для 50 циклов при варьировании момента зажигания ( $IVO = 10^{\circ}$  после ВМТ,  $1400 \text{ мин}^{-1}$ , на холостом ходу,  $\lambda = 1.0$ , температура охлаждающей жидкости  $25^{\circ} \text{C}$ ).

На рисунке 1.17 показана продолжительность сгорания, выраженная как скорость сгорания топливной массы. Как упомянуто выше, уменьшение УОЗ снижает скорость распространения пламени и расширяет процесс сгорания до такта расширения или даже до такта выпуска. В результате угол поворота коленчатого вала при котором сгорело 50% топливной массы равен  $89^{\circ}$  после ВМТ для УОЗ =  $5^{\circ}$  после ВМТ, что на  $43^{\circ}$  больше по сравнению с результатом при УОЗ =  $20^{\circ}$  до ВМТ.

На рисунке 1.18 представлены значения давления в цилиндре и на впуске, выбросы ТНС и  $\text{NO}_x$  с фиксированной синхронизацией искры для 3-х вариантов времени открытия впускного клапана в течение первых 4 секунд холодного пуска.

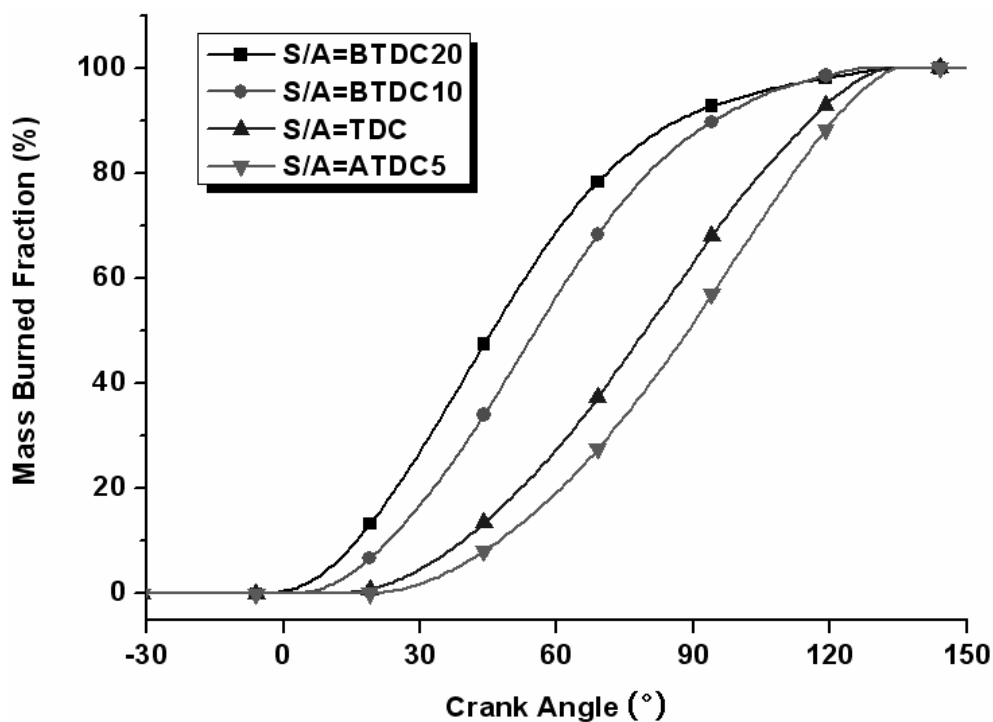


Рисунок 1.17 – Массовая сгоревшая фракция с учетом момента зажигания (IVO = 10° после ВМТ, 1400 мин<sup>-1</sup>, холостой ход,  $\lambda = 1,0$ , температура охлаждающей жидкости 25 ° C).

Классифицируя начальную фазу двигателя на две стадии (стадия запуска от первого воспламенения до 2 секунд и стадия холостого хода через 2 секунды), накопленные углеводороды на первой стадии составляли 155 крртс при открытии впускного клапана = 10° после ВМТ и 75 крртс при открытии впускного клапана = 10° до ВМТ, что составило уменьшение более чем на 50% при увеличении перекрытия клапана от 0 до 20 °. Максимальная эмиссия NOx была увеличена более чем в 3,5 раза, с 163 ppm до 566 ppm, поскольку перекрытие клапана улучшило испарение топлива за счет горячего обратного потока остатков. Это способствовало стабильному сгоранию на начальном этапе с уменьшением THC и повышенным уровнем NOx. На холостом ходу THC находились на уровне 10 крртс независимо от времени открытия впускного клапана, а количество NOx уменьшилось с 84 до 65 ppm с увеличением перекрытия клапана.

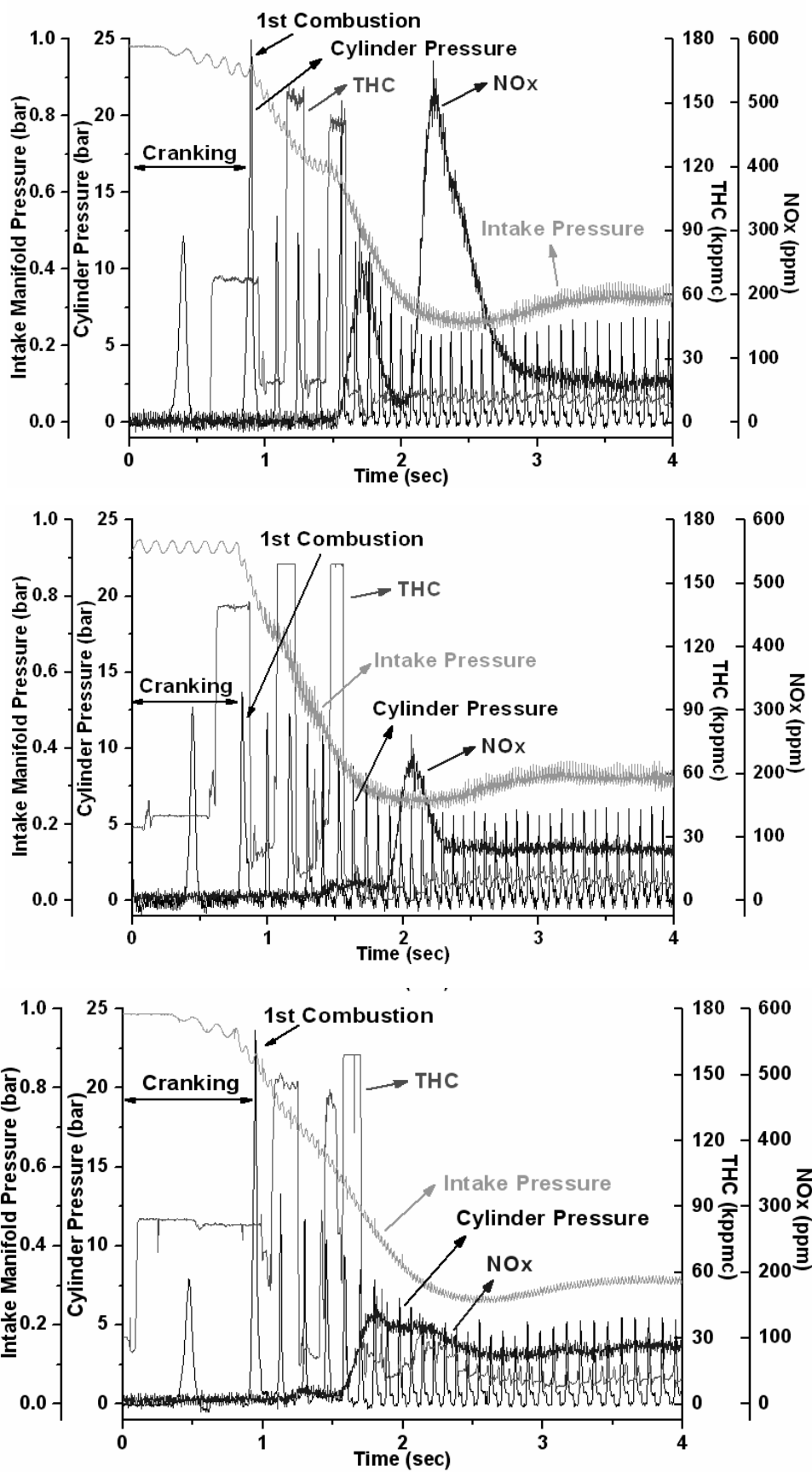


Рисунок 1.18 – Характеристики изменения давление, THC и NOx в течение первых 4 сек холодного запуска ( $\text{УОЗ} = 10^\circ$  до ВМТ,  $\lambda = 1,0$  (на холостом ходу), температура ОЖ =  $25^\circ\text{C}$ , IVO = до ВМТ  $10^\circ$ ; ВМТ; после ВМТ  $10^\circ$ )

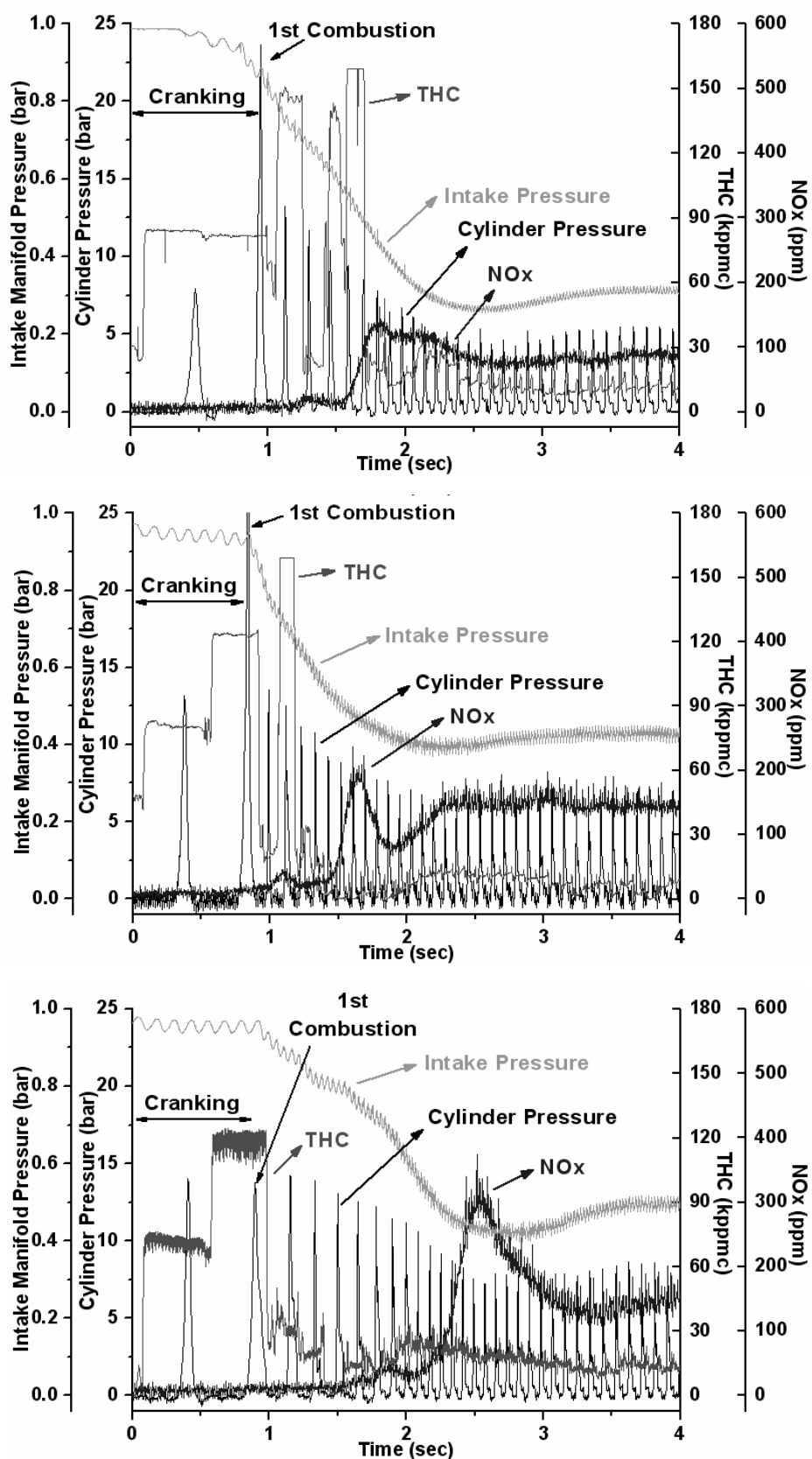


Рисунок 1.19 – Характеристики изменения давление, THC и NOx в течение первых 4 сек холодного запуска (при  $IVO = 10^\circ$  после ВМТ,  $\lambda = 1,0$  (на холостом ходу), температура ОЖ =  $25^\circ \text{C}$ ., УОЗ =  $10^\circ$  до ВМТ;  $0^\circ$  и  $5^\circ$  после ВМТ).



На рисунке 1.19 показаны характеристики изменения давления, ТНС и NOx с фиксированной фазой газораспределения IVO = 10° после ВМТ и различными моментами зажигания в течение первых 4 секунд холодного запуска. При УОЗ = 5° после ВМТ, суммарный ТНС был измерен как 102 крртс, что на 65% меньше по сравнению с УОЗ = 10° до ВМТ, где получено 155 крртс. Максимальное значение NOx было измерено на уровне 374 ppm при УОЗ = 5° после ВМТ, что было в 2 раза больше, чем при УОЗ = 10° до ВМТ. На стабильном холостом ходу концентрации NOx составляли в среднем около 84 ppm при УОЗ = 10° до ВМТ и 154 ppm при УОЗ = 5° после ВМТ. При подаче искры в ВМТ, сухие углеводороды (ТНС) составляли примерно половину от уровня при УОЗ = 10° до ВМТ. Однако ТНС при УОЗ = 5° после ВМТ были практически такими же, как при УОЗ = 10° до ВМТ, из-за нестабильности рабочего процесса в двигателе.

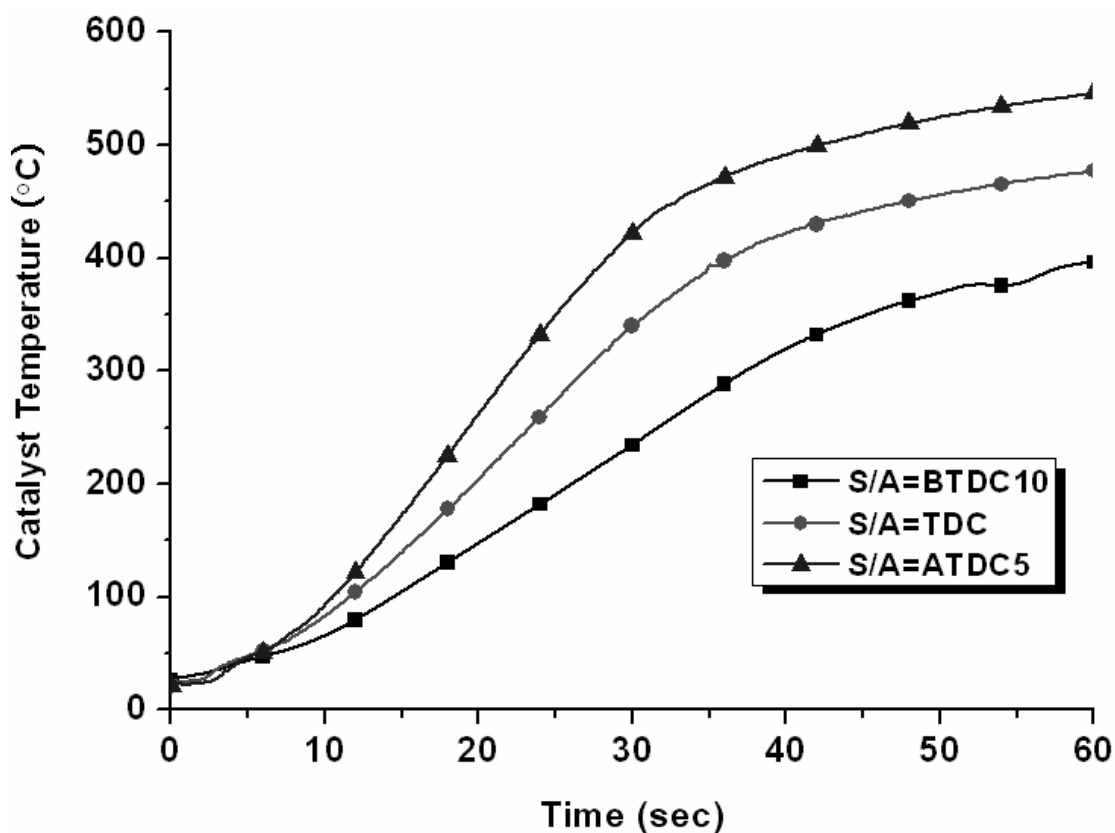


Рисунок 1.20 – Температура катализатора в течение 60 с после холодного запуска (IVO = 10° после ВМТ,  $\lambda = 1,0$ ).

Характеристика прогрева каталитического нейтрализатора за счет уменьшения УОЗ определялась по изменению температуры рабочего слоя катализатора при варьировании УОЗ, как показано на рисунке 1.20. Температура активации катализатора принималась равной  $250^{\circ}\text{C}$ , потребовалось 31 секунда, чтобы активировать катализатор при УОЗ =  $10^{\circ}$  до ВМТ, 23 секунды УОЗ в ВМТ и 19 секунд при УОЗ =  $5^{\circ}$  после ВМТ, что было быстрее на 8 секунд и 12 секунд, соответственно. Эти результаты показывают, что логика уменьшения УОЗ оказывает положительное влияние на улучшение характеристик катализатора, а также на уменьшение количества углеводородов, выбрасываемых из двигателя.

### **1.3 Выводы по главе изучение литературы по вопросу влияния угла опережения зажигания на характеристики процесса сгорания в двигателях с искровым зажиганием**

Угол опережения зажигания является одним из основных инструментов при регулировании рабочего процесса в ДВС с электронной системой управления и трехкомпонентным каталитическим нейтрализатором.

УОЗ влияет на термодинамическую эффективность, на характеристики токсичности отработавших газов и во многом на условия работы трехкомпонентного каталитического нейтрализатора.

Оптимальные условия воспламенения обеспечиваются различными параметрами и задачами регулирования.

Анализ современных исследований показал значительный интерес к вопросам оптимального регулирования ДВС с искровым зажиганием при помощи варьирования УОЗ.

## ГЛАВА 2 Описание экспериментального оборудования

### 2.1 Экспериментальная установка и датчик

Экспериментальные исследования проводились на одноцилиндровой установке УИТ-85 (рисунок 2.1). Основная информация о геометрических параметрах установки УИТ-85 приведена в таблице 2.1. Исследование характеристик распространения и электропроводности пламени и их взаимосвязи с концентрацией СН и NO в выхлопных газах проводилось на экспериментальном стенде на основе исследования одноцилиндрового двигателя с искровым зажиганием УИТ-85.



Рисунок 2.1 – Внешний вид установки УИТ-85

Таблица 2.1 - Основная информация о геометрических параметрах установки УИТ-85

Тип двигателя	УИТ-85
Число цилиндров	1
Рабочий объем, л	0.652
Степень сжатия	4 – 10
Диаметр цилиндра, мм	85
Ход поршня, мм	115
Длина шатуна, мм	266
Частота вращения, мин-1	600 или 900
Подача топлива	Бензин – карбюратор Природный газ – форсункой во впускной коллектор
Зажигание	Свеча зажигания

Конструкция УИТ-85 с переменной степенью сжатия позволяет контролировать и изменять независимо друг от друга рабочие параметры двигателя: состав смеси, степень сжатия, скорость вращения коленчатого вала, температуру охлаждающей жидкости и момент зажигания. Эти структурные особенности позволяют определить влияние конкретного фактора на процесс сгорания и величину содержания СН и NO в выхлопных газах. В исследовании использовались четыре типа ионизационных датчиков: одноэлектродный, плавкий, традиционный одноэлектродный, пятиэлектродный и трехэлектродный. На рисунке 2.2 показана схема камеры сгорания переменного объема с обычным одноэлектродным зондом.

Ионизационный зонд № 1 (ИЗ-1) расположен на расстоянии 7 мм, ИЗ-2 - на расстоянии 80 мм от электродов свечи зажигания. Эти датчики ионизации использовались для определения характеристик распространения пламени и изменения ионного тока в первой и второй половине основной фазы горения. В тестах по определению изменения нормальной скорости распространения пламени при добавлении водорода в топливовоздушную смесь (ТВС) использовался одноэлектродный ИЗ, рисунок 2.3а, для определения направления движения пламени и для ширины зоны химических

реакций горения использовался пятиэлектродный ИЗ, конструкция которого показана на рисунке 2.3б.

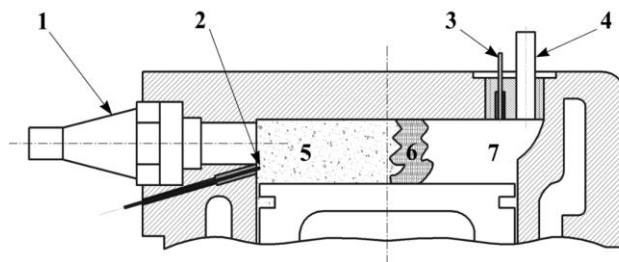


Рисунок 2.2 – Схема камеры сгорания с датчиками ионизации: 1 - свеча зажигания, 2 - датчик ионизации 1, 3 - датчик ионизации 2, 4 - датчик давления, 5 - продукты сгорания, 6 - фронт пламени, 7 - топливно-воздушная смесь

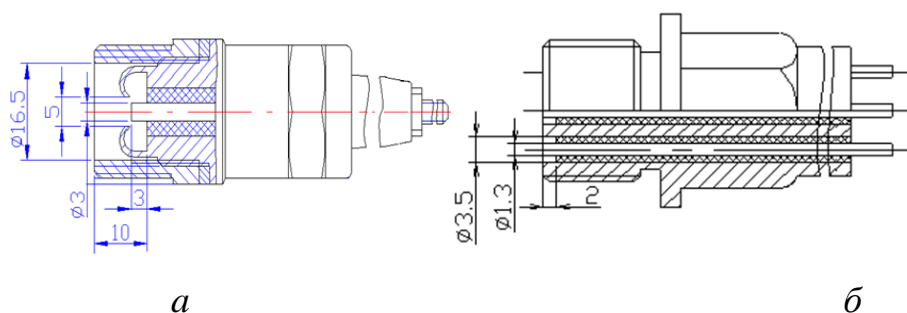


Рисунок 2.3 – а) конструкция одноэлектродного ИЗ; б) конструкция пятиэлектродного ИЗ.

Для определения локальной турбулентной и нормальной скорости распространения пламени, а также ширины пламени у стенки камеры сгорания использовался трехэлектродный ионизационный датчик, фотография которого показана на рисунке 2.4.



Рисунок 2.4 – Трехэлектродный ионизационный датчик

Для анализа состава выхлопных газов был использован газоанализатор. Анализ газа проводился по следующим компонентам: CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>, HC.

Чтобы изменить характеристики распространения пламени, в топливо добавляли водород в количестве 0; 3; 5%. В ходе экспериментов регистрировались сигналы от датчика ионизации, искры зажигания и датчика положения коленчатого вала. Схема записи сигнала показана на рисунке 2.5.

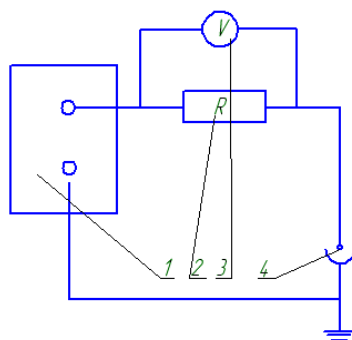


Рисунок 2.5 – Схема измерения электропроводности пламени: 1 – источник питания постоянного тока 9V; 2 – измерительный резистор; 3 – цифровой аналогово-цифровой преобразователь L-Card; 4 - датчик электропроводности

Применяемая электрическая схема для измерения электропроводности пламени для установки УИТ-85 с пятиэлектродным датчиком при работе на бензине приведена на рисунке 2.4. Источником питания здесь являлся гальванический элемент +9 V. При работе УИТ-85 с датчиками (рисунок 2.3) применялась электрическая схема, изображенная на рисунке 5, где в качестве источника питания применялся источник постоянного тока с напряжением 360 V, которые получают путём преобразования переменного тока после стабилизатора напряжения 220 V в постоянный.

Исследования электропроводности пламени в двигателе ВАЗ проводились первоначально по схеме измерения электропроводности пламени представленной на рисунке 2.6 с гальваническим элементом +9 V. Основные испытания проводились уже с алюминиевыми датчиками и с

многоканальной схемой измерения электропроводности пламени с гальванической развязкой представленной на рисунке 2.6 при питании от источника постоянного тока с напряжением 600 V.

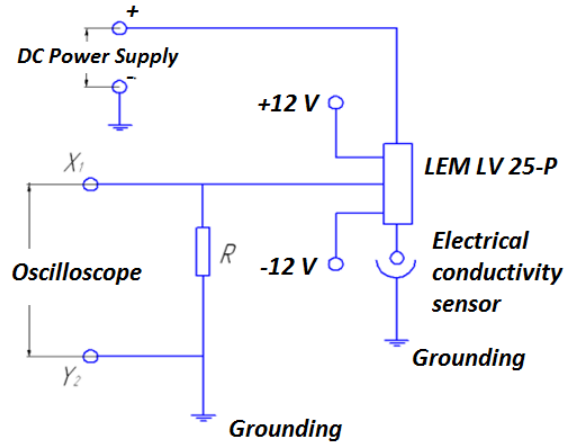


Рисунок 2.6 – Схема измерения электропроводности пламени с гальванической развязкой

Увеличение напряжения на датчиках для измерения электропроводности пламени с 360 до 600 V объясняется большей стабильностью сигнала при увеличении напряжения в зазоре между электродом датчика и корпусом двигателя.

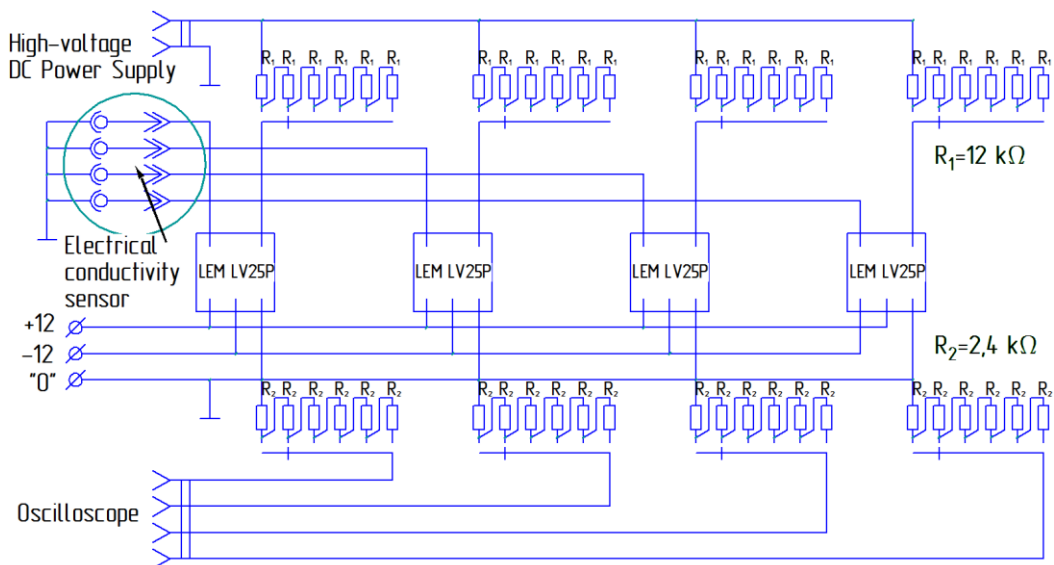


Рисунок 2.7 – Многоканальная схема измерения электропроводности пламени с гальванической развязкой

Давление в цилиндре двигателя измерялось датчиком давления Kistler. Локальные условия распространения фронта пламени определяли с помощью датчиков ионизации.

Чтобы изменить характеристики распространения пламени, в топливо добавляли водород в количестве 3 и 5% от массы топлива. В ходе экспериментов регистрировались сигналы от датчика ионизации, искры зажигания и датчика положения коленчатого вала.

## **2.2 Методика определение продолжительности процесса сгорания по изменению показателя политропы в ДВС с искровым зажиганием**

Термодинамически рабочее тело в процессе сжатия, сгорания и расширения можно представить, как замкнутую систему имеющую незначительные потери через поршневые кольца, которыми при низких значениях давления можно пренебречь. Причем скорость подвода и отвод теплоты в этой термодинамической системе меняется в процессе движения поршня и протекания процесса сгорания. Направление теплового потока в данной системе описывается политропным процессом [1]. Разберем возможные варианты состояния системы при различных значениях показателя политропы:

- $n = 0$ , изобарный процесс, подвод теплоты при постоянном давлении, характерный для двигателя в зоне максимального давления;
- $n < 0$ , процесс расширения с подводом теплоты обеспечивающим рост давления, характерно для двигателя, в зоне от ВМТ до максимума давления;
- $n = 1$ , изотермический процесс, все подводимое тепло идет на совершение работы;
- $n = 4/3$ , адиабатический процесс для 3-х атомного газа, работа совершается за счет уменьшения внутренней энергии;



- $n = 1,4$ , адиабатический процесс для 2-х атомного газа, работа сжатия полностью затрачивается на повышение внутренней энергии;
- $n = \infty$ , изохорный процесс, подводимое тепло идет на увеличение внутренней энергии, в двигателе это зона ВМТ, причем до ВМТ это  $+\infty$ , а после  $-\infty$ .

При анализе процесса сгорания в ДВС с искровым зажиганием имеются определенные трудности при определении момента окончания сгорания [2,3,4]. Анализ изменения показателя политропы проводился на бензиновой одноцилиндровой исследовательской установке УИТ-85 при степени сжатия 7 и частоте вращения  $600 \text{ мин}^{-1}$ . На рис. 1 и 2 представлены классические характеристики изменения показателя политропы полученные для исследовательской установки УИТ-85 [1]. Представлен режим с активным тепловыделением (рисунок 2.8) обеспечиваемым богатой смесью и добавкой водорода и режим работы на бедной смеси (рисунок 2.9). В обоих случаях на сжатии наблюдается линейная картина уменьшения показателя политропы до момента искрового разряда, затем быстрое увеличение показателя политропы до  $+\infty$  связанное с началом активного тепловыделения, переход в ВМТ от  $+\infty$  на  $-\infty$ , затем рост связанный с замедлением подвода теплоты вследствие того что его часть тратится на совершение работы. После прохождения 0 (соответствует максимуму индикаторного давления) и 1 (соответствует максимуму температуры) поведение показателя политропы имеет отличие при активном сгорании богатой смеси и медленном сгоранием бедной смеси.

Так на рисунке 2.8 показатель политропы растет, это связано с тем, что в это время еще происходит активное тепловыделение [5,6], а затем снижается и переходит в прямую линию характерную процессу расширения. На рисунке 2.9 мы наблюдаем несколько иную картину, там показатель политропы растет до перехода в прямую линию характерную процессу расширения, это связано с тем что тепловыделение в заключительной часть сгорания уже не столь активное.

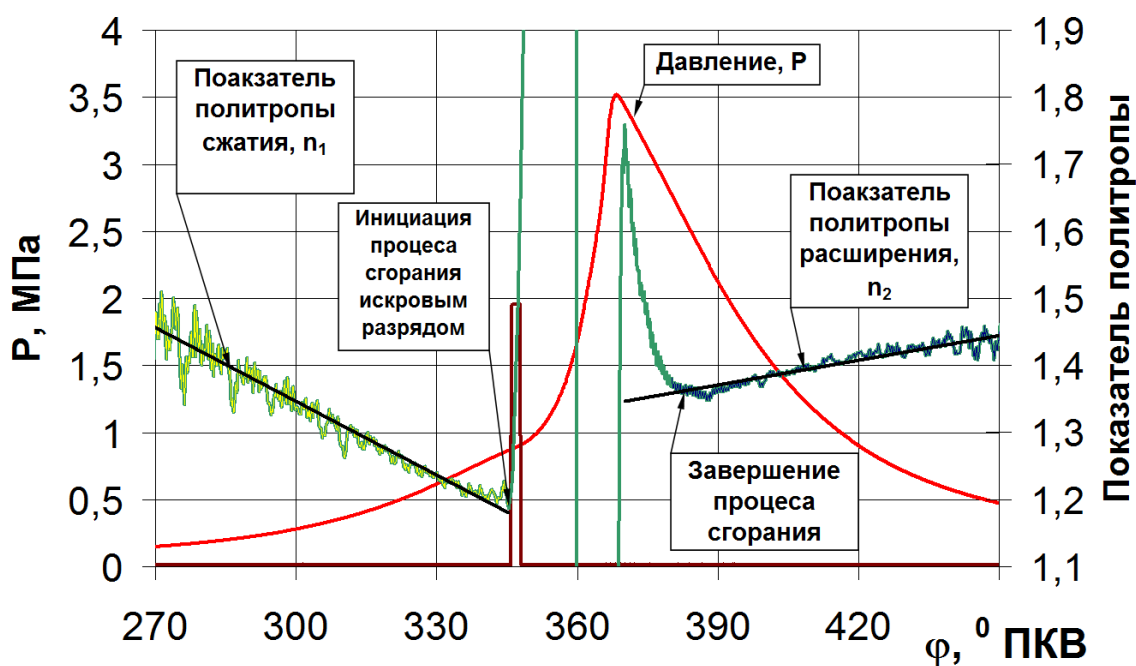


Рисунок 2.8 – Анализ изменения показателя политропы в УИТ-85 при  $\varphi_{УОЗ} = 14^{\circ}$  ПКВ и составе смеси  $\alpha = 0,892$  при добавке в бензовоздушную смесь 3,38% водорода от массы топлива

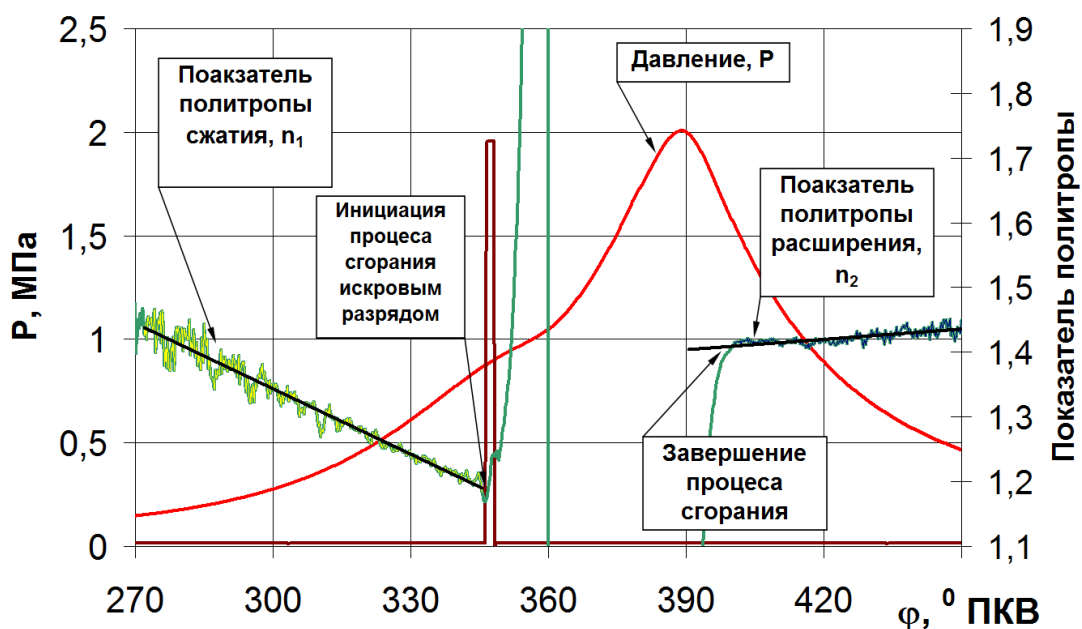


Рисунок 2.9 – Анализ изменения показателя политропы в УИТ-85 при  $\varphi_{УОЗ} = 13,5^{\circ}$  ПКВ и составе смеси  $\alpha = 1,387$  без добавок водорода в ТВС

Таким образом показано, что как при анализе активно протекающего процесса сгорания, так и процесса сгорания с низкой интенсивностью, анализ изменения показателя политропы позволяет определять момент окончания процесса сгорания с точностью в  $1 - 3^0$  ПКВ, что является достаточно важным, в том числе и при оценке условий образования токсичных компонентов в процессе сгорания.

### **2.3 Выводы по главе 2 «Описание экспериментального оборудования»**

1. Показано что исследовательская установка УИТ-85 соответствует задачам проводимых исследований. Установка позволяет с высокой точностью оценивать влияние УОЗ при сохранении прочих параметров работы двигателя на термодинамические параметры рабочего процесса.

2. Предложен подход по определению продолжительности процесса сгорания по изменению показателя политропы в ДВС с искровым зажиганием. Показана достоверность и точность предложенного подхода.

## **ГЛАВА 3 Обзор проведенных экспериментальных исследований с целью оценки влияния угла опережения зажигания на термодинамические характеристики рабочего процесса одноцилиндровой установки УИТ-85**

### **3.1 Результаты и обсуждения методики оценки параметров процесса распространения фронта пламени по индикаторной диаграмме в двигателях с искровым зажиганием и одноцилиндровой установки УИТ-85**

Анализ термодинамических процессов в цилиндре двигателя начинают с первого закона термодинамики:

$$dQ_C = dU + dA - dQ_{walls}. \quad (1)$$

где  $dQ_C$  – изменение количества теплоты, выделившееся в процессе сгорания;  $dU$  – изменение внутренней энергии системы;  $dA$  – изменение работы термодинамической системы;  $dQ_{walls}$  – изменение количества потерь тепловой энергии через стенки.

Количественно изменение работы в термодинамической системе определяют, как

$$\Delta A = p \cdot \Delta V. \quad (2)$$

Количество потерь тепловой энергии через стенки определяется по уравнению Вошни. Величину изменения внутренней энергии системы определим по методике, предложенной в [8]. Количество теплоты которое выделяется во фронте пламени определяется из следующего выражения (3):

$$\Delta Q_C = H_u \cdot \Delta m_{\text{combustion}}, \quad (3)$$

где  $H_u$  – низшая теплотворная способность топлива;  $\Delta m_{\text{combustion}}$  – масса сгоревшего топлива на исследуемом участке.

Следовательно, доля сгоревшей смеси на участке определяется из выражения (4):

$$\Delta \chi = \frac{\Delta m_{\text{combustion}}}{m_{\text{fuel}} - m_{\text{incompletecombustion}}}, \quad (4)$$

где  $m_{\text{fuel}}$  – масса топлива поступившего в цилиндр двигателя;  $m_{\text{incompletecombustion}}$  – масса топлива не участвующего в процессе сгорания вследствие недостатка кислорода.

### 3.2 Результаты экспериментальных исследований

Термодинамические характеристики процесса сгорания отражают в интегральной форме все его основные проявления [7 – 10]. Анализ наличия или отсутствия связи различных термодинамических характеристик с основными токсичными компонентами отработавших газов двигателя показывает нам каким образом лучше влиять на рабочий процесс для обеспечения необходимого снижения токсичности. Данный анализ позволяет лучше выявить те пути воздействия на рабочий процесс, которые принесут наибольший эффект снижения токсичности. Данный анализ проводился для сжатого природного газа и сжатого природного газа с добавками водорода. Эти топлива в настоящее время считаются наиболее вероятной альтернативой жидким углеводородным топливам [1,2].

На рисунке 3.1 представлено сравнение усредненных по 40 последовательным циклам индикаторных диаграмм давления при изменении угла опережения зажигания с 0 до 33 градусов ПКВ.

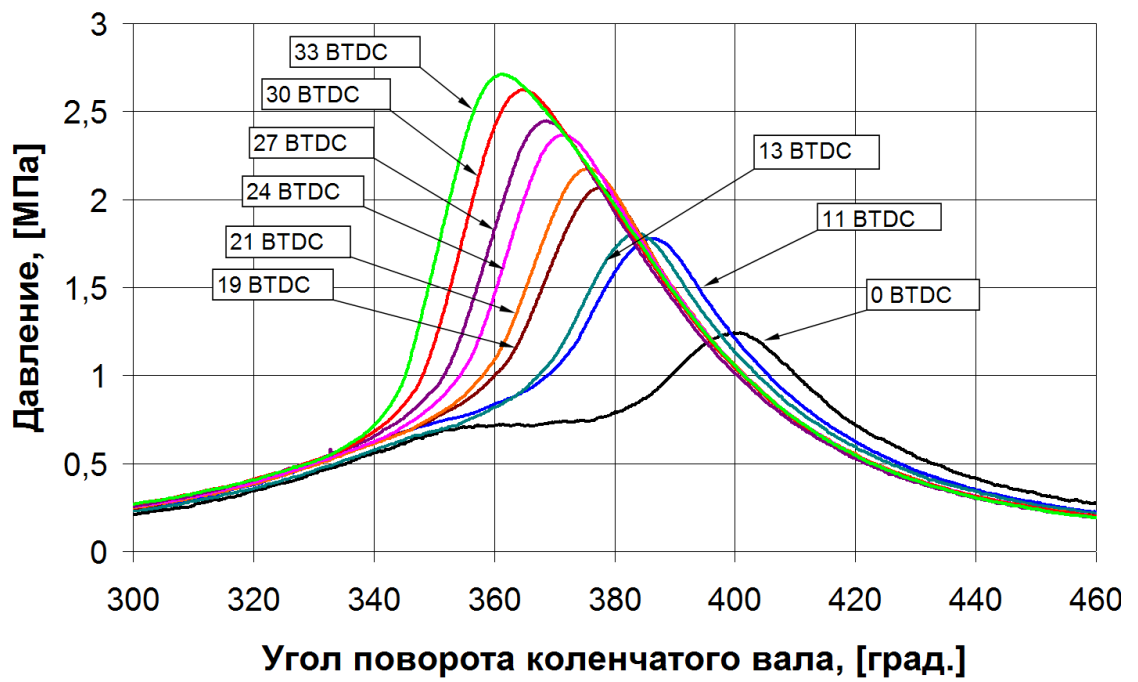


Рисунок 3.1 – Изменение давления при варьировании УОЗ

На рисунке 3.2 представлено изменение средней температуры в камере сгорания при варьировании УОЗ.

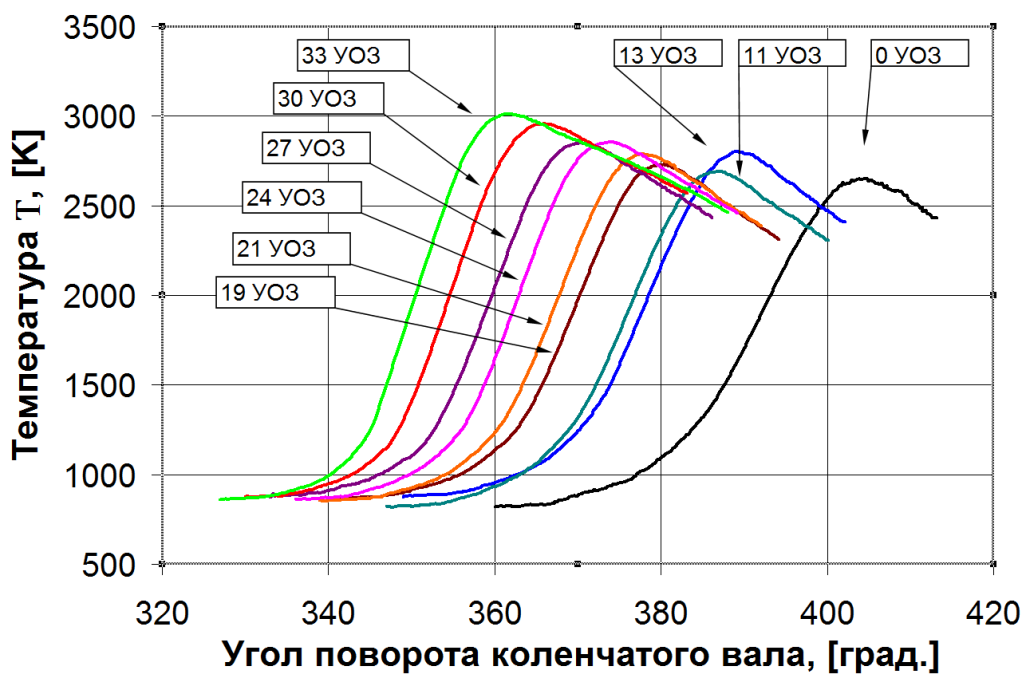


Рисунок 3.2 – Изменение температуры при варьировании УОЗ

На рисунке 3.3 представлено изменение работы рабочего тела в камере сгорания при варьировании УОЗ.

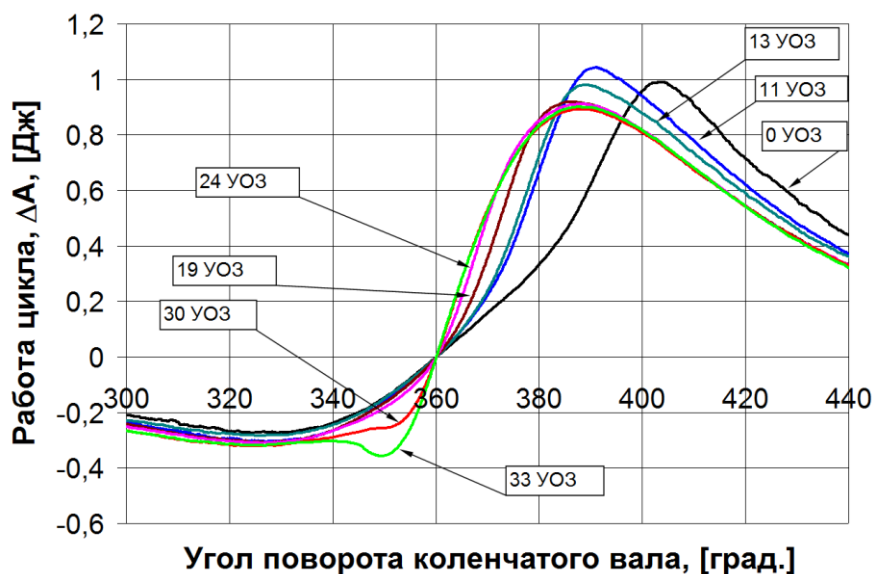


Рисунок 3.3 – Изменение работы рабочего тела в камере сгорания при варьировании УОЗ.

На рисунке 3.4 представлено изменение внутренней энергии рабочего тела в камере сгорания при варьировании УОЗ.

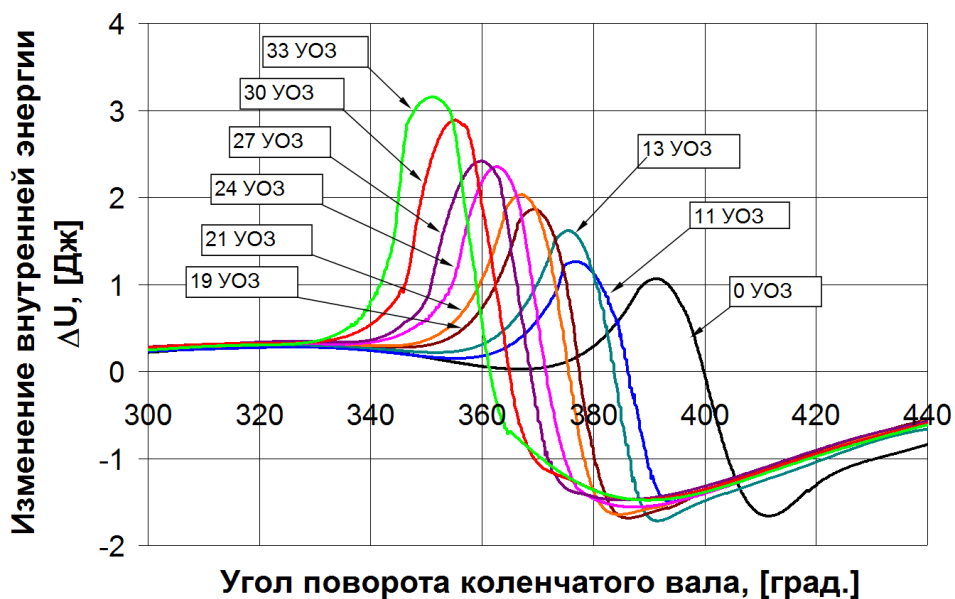


Рисунок 3.4 – Изменение внутренней энергии рабочего тела в камере сгорания при варьировании УОЗ.

На рисунке 3.5 представлено изменение активно выделившегося тепла в камере сгорания при варьировании УОЗ.

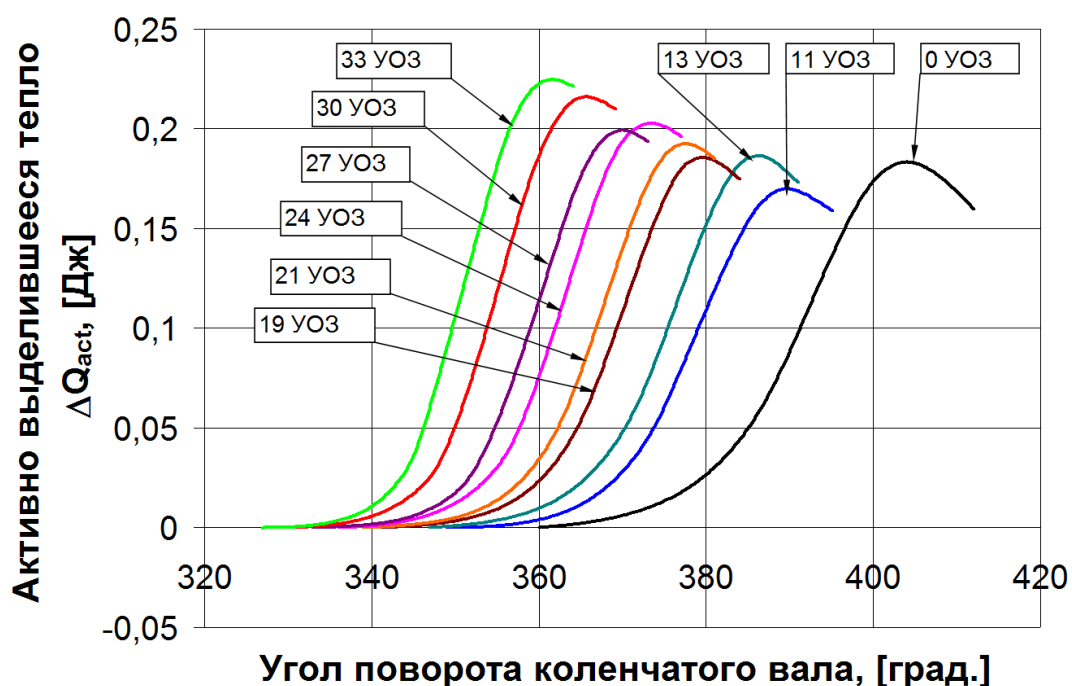


Рисунок 3.5 – Изменение активно выделившегося тепла в камере сгорания при варьировании УОЗ

Приведем пример анализа индикаторной диаграммы давления полученной на одноцилиндровой исследовательской установке УИТ-85. В качестве примера выбран режим работы установки на сжатом природном газе. Природный газ подается через тарированные форсунки во впускной коллектор. Смесь, находящаяся в цилиндре двигателя значительно разбавлена остаточными газами, вследствие малой степени сжатия и перекрытием клапанов. Это позволяет оценить работоспособность предложенной методики на режиме работы одноцилиндровой установки имитирующей работу двигателя на малых нагрузках.

На рисунке 3.6 приведены графики полученных термодинамических характеристик процесса сгорания по индикаторной диаграмме в УИТ-85. Для примера выбран режим работы на сжатом природном газе при коэффициенте избытка воздуха 1,005 и коэффициенте остаточных газов 0,85. Полученные



на рисунке 12 результаты показывают применимость предложенного метода для анализа термодинамических характеристик процесса сгорания по экспериментально полученной индикаторной диаграмме давления в двигателях с искровым зажиганием. Полученные характеристики изменения объема сожженной и несожженной смесей объясняются формой камеры сгорания УИТ-85. На рисунке 3.6а видно, что активное увеличение объема сгоревшей смеси начинается с 370 градусов BTDC. А на 395 градусах BTDC активность сгорания и роста объема сожженной смеси уменьшается. Это подтверждается приведенными параметрами характеристики тепловыделения и изменения объема сожженной и несожженной смесей на рисунке 3.6б. Анализ формы индикаторной диаграммы давления с характеристиками изменения объема и массы сожженной смеси (рисунок 3.6а и 3.6б) показывают достоверность приведенного расчета.

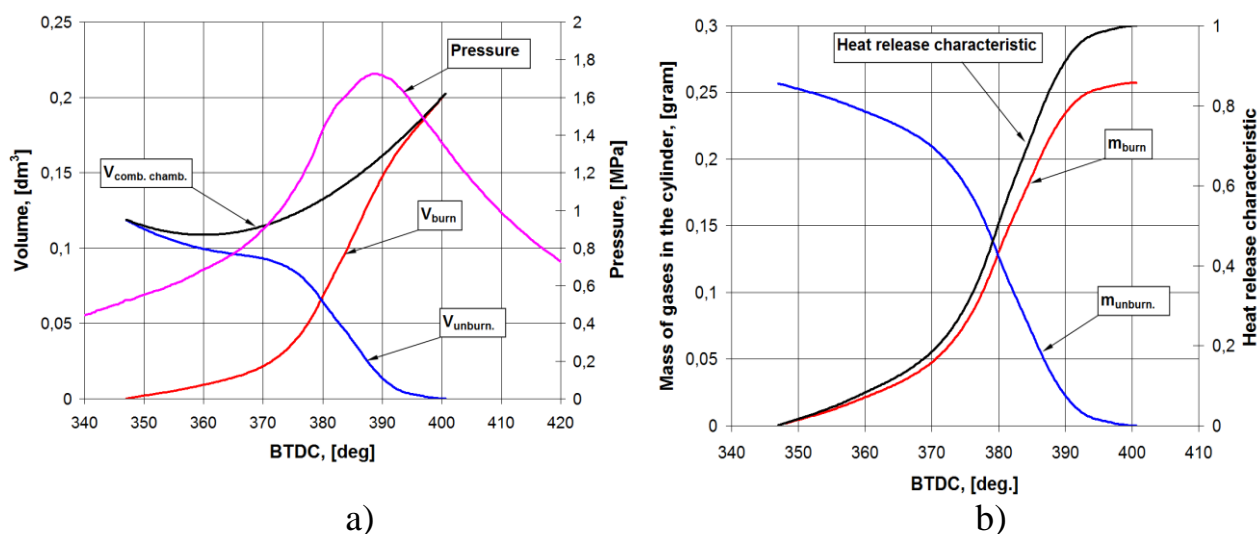


Рисунок 3.6 – Графики термодинамических характеристик процесса сгорания в зависимости от угла поворота коленчатого вала: (а) индикаторное давление, объем камеры сгорания, объемы сожжённой и несожжённой смесей; (б) приведена характеристика тепловыделения, и изменение масса зоны сожжённой и несожжённой смесей

Представленные результаты позволяют упростить процесс анализа термодинамических параметров процесса сгорания, на режимах работы, имеющих повышенные выбросы токсичных компонентов. Это может позволить по-новому взглянуть на возможности оптимизации рабочего процесса для создания современных низкотоксичных двигателей.

### **3.3 Выводы по главе 3 «Обзор проведенных экспериментальных исследований с целью оценки влияния угла опережения зажигания на термодинамические характеристики рабочего процесса одноцилиндровой установки УИТ-85»**

1. Полученные результаты показали значимость термодинамического анализа для оценки возможностей воздействия различных режимных параметров на эффективность цикла.

## **Глава 4 Выявление возможностей повышения эффективности бензинового ДВС за счет анализа процесса сгорания по его термодинамическим характеристикам**

### **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 в мин<sup>-1</sup>; 16, 21 и 25 угол опережения зажигания; 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.

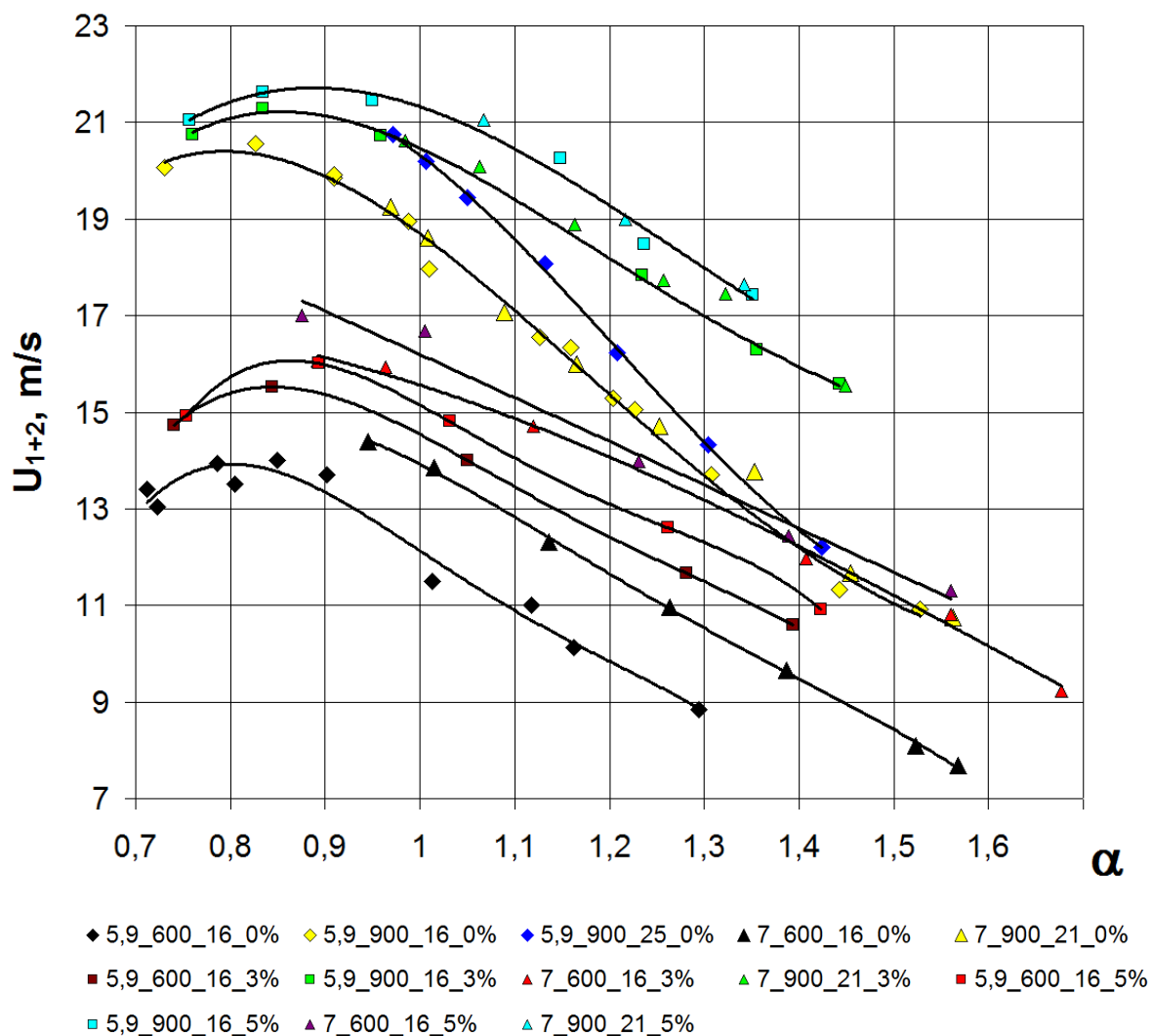
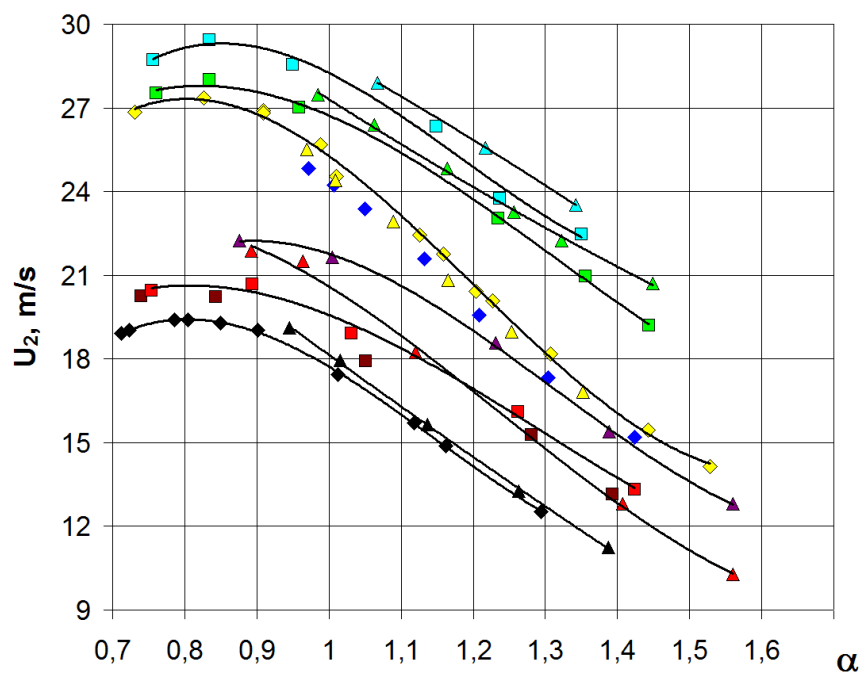
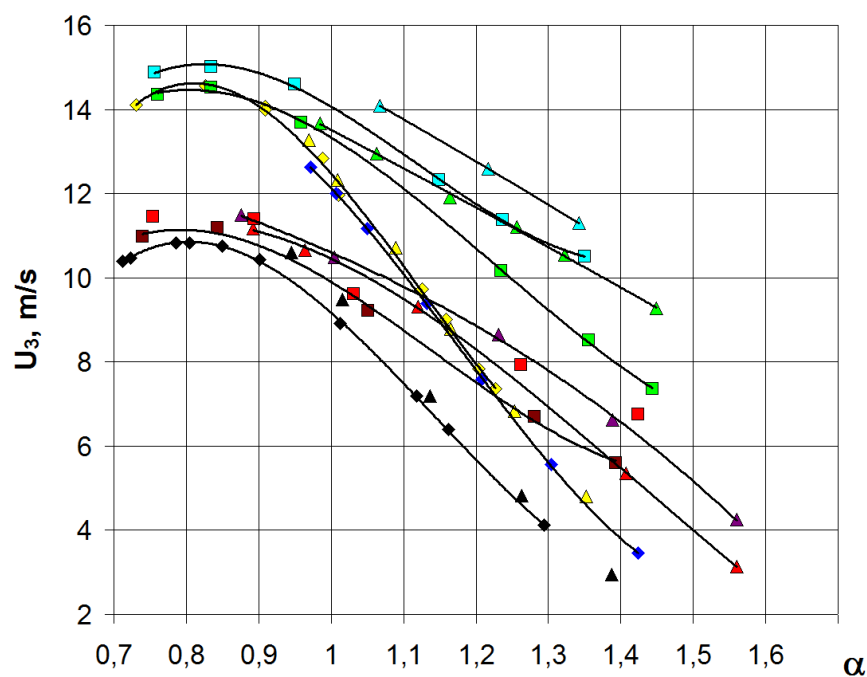


Рисунок 4.1 – Влияние добавки водорода в бензовоздушную смесь на среднюю скорость распространения фронта пламени в основной фазе сгорания

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.

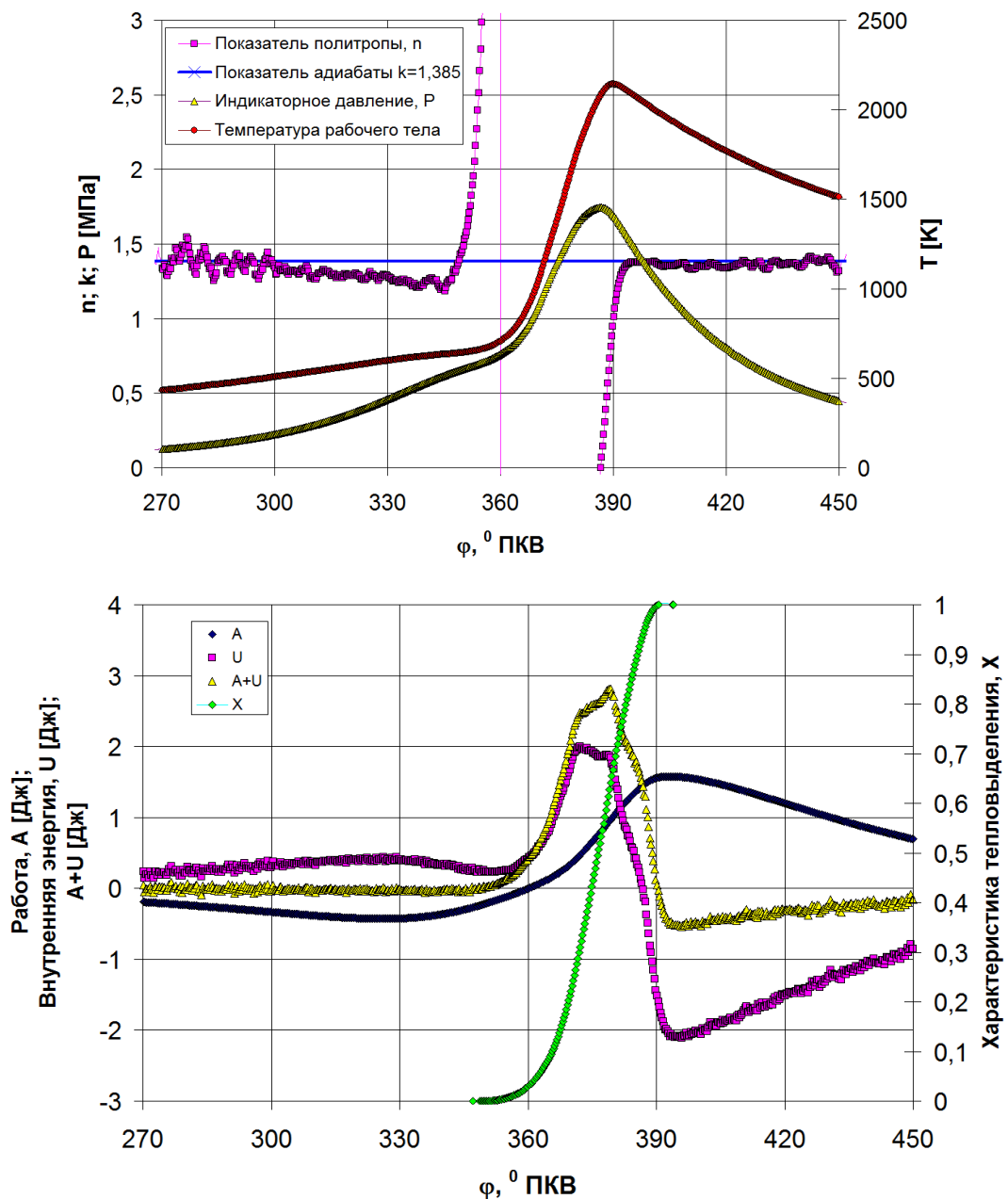


Рисунок 4.3 – Термодинамические параметры при изменении УОЗ при  $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\varepsilon = 5,9$ ; УОЗ =  $15^\circ$ ;  $\alpha = 1,16$

## 4.2 Анализа процесса сгорания по его термодинамическим характеристикам при варьировании УОЗ

По методике, предложенной в работы [19, 20, 21] проведена термодинамическая оценка протекания процесса сгорания в УИТ-85 при работе на бензине на УОЗ  $15^\circ$  и  $22^\circ$  ПКВ.

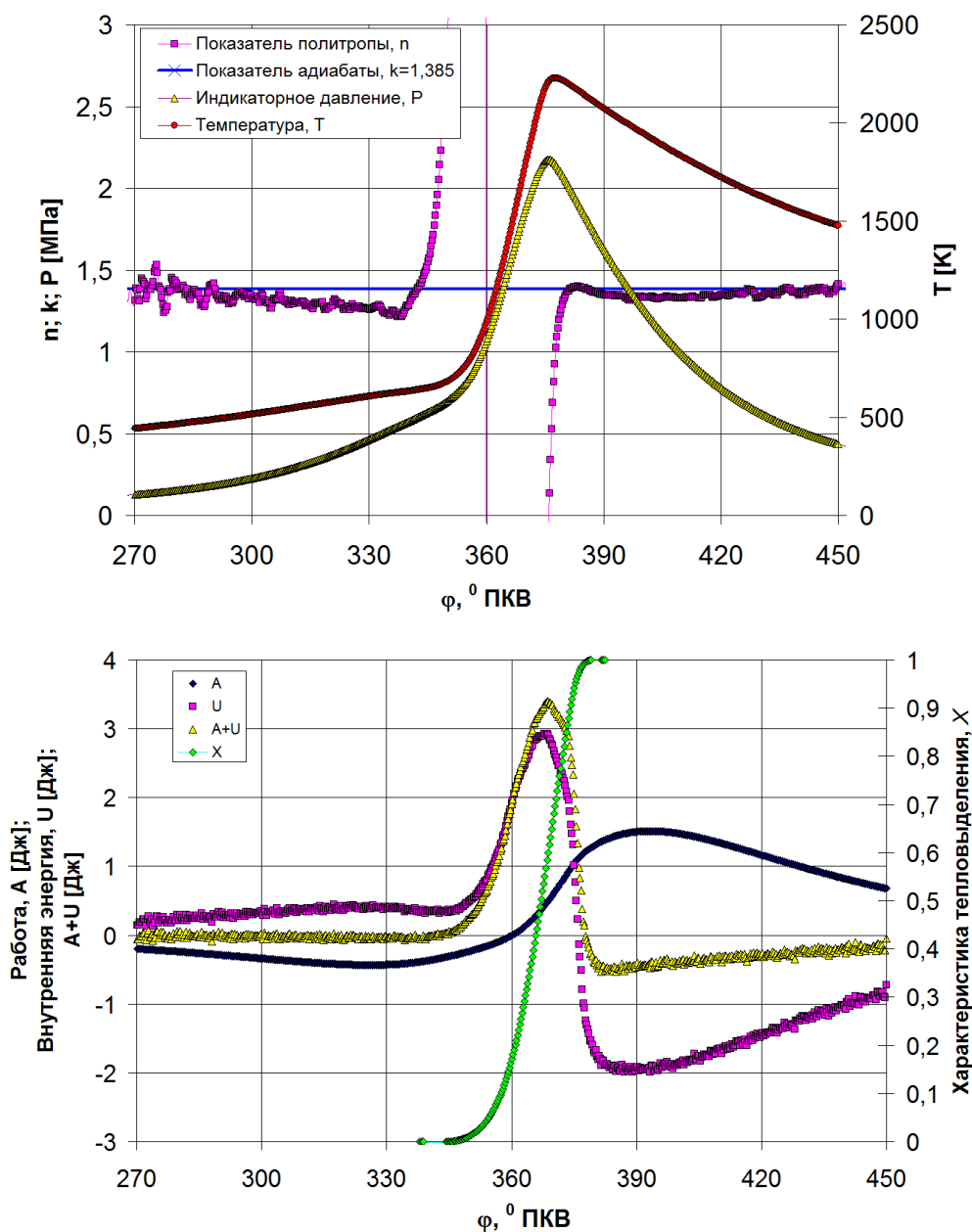


Рисунок 4.4 – Термодинамические параметры при изменении УОЗ при  $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\varepsilon = 5,9$ ; УОЗ =  $22^\circ$ ;  $\alpha = 1,13$

На рисунке 4.3 и 4.4 представлен анализ изменения термодинамических параметров при изменении УОЗ для  $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\varepsilon = 5,9$ ;  $\alpha = 1,16$ ; УОЗ =  $15^\circ$  (рисунок 4.3) или  $22^\circ$  ПКВ (рисунок 4.4). Видим, что увеличение УОЗ привело к росту максимального давления и температуры в цикле, но в тоже время доля сгоревшей смеси в ВМТ при УОЗ= $15^\circ$  составила 5%, а при УОЗ= $22^\circ$  уже 15%, что говорит о снижении термического КПД цикла при увеличении УОЗ до  $22^\circ$ . Оптимально доля сгоревшей смеси в ВМТ должна находиться около 10%.

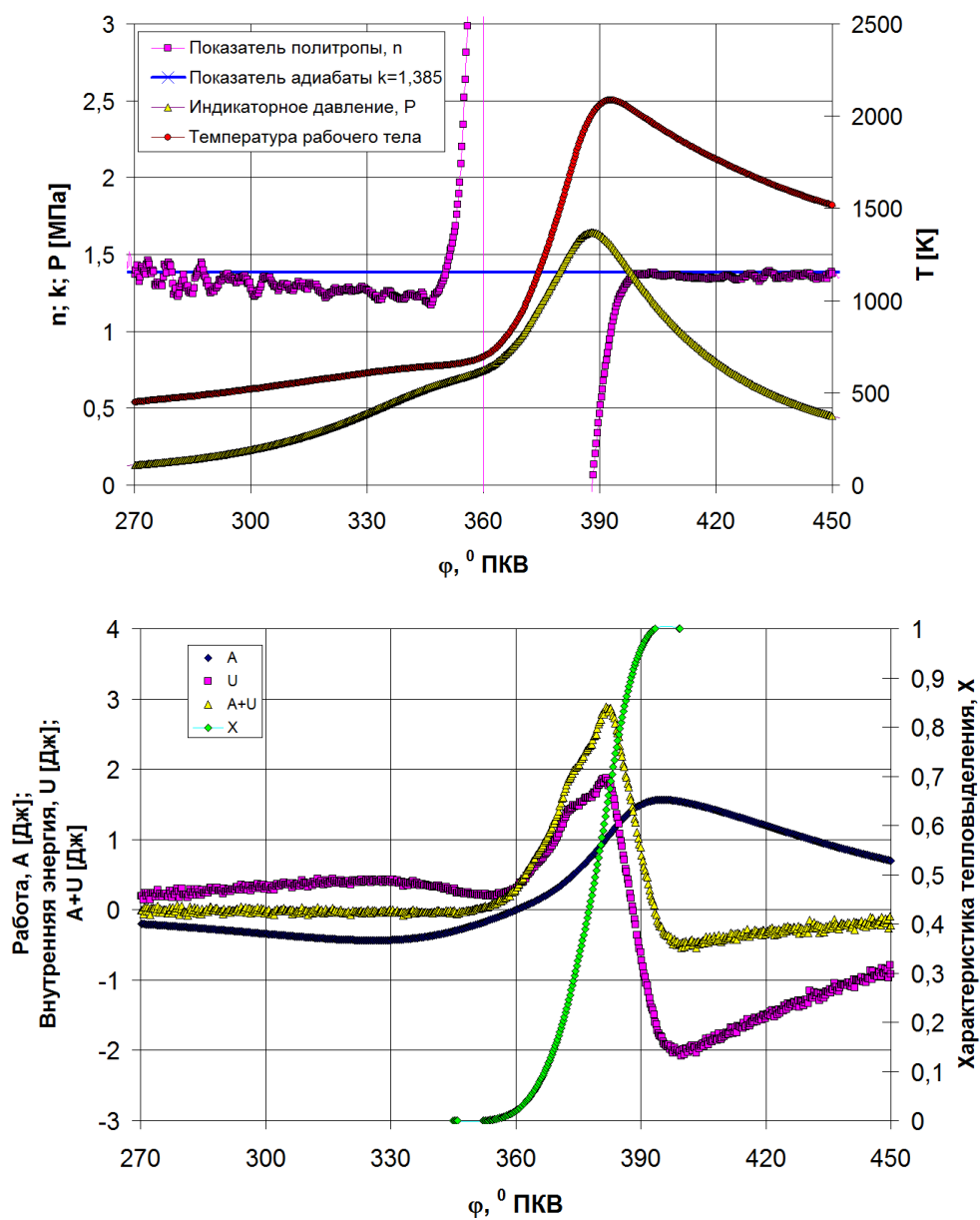


Рисунок 4.5 – Термодинамические параметры при изменении УОЗ при  $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\varepsilon = 5,9$ ; УОЗ =  $15^\circ$ ;  $\alpha = 1,204$



На рисунке 4.5 и 4.6 представлен анализ изменения термодинамических параметров при изменении УОЗ для  $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\varepsilon = 5,9$ ;  $\alpha = 1,21$ ; УОЗ =  $15^\circ$  (рисунок 4.5) или  $22^\circ$  ПКВ (рисунок 4.6).

Видим, что увеличение УОЗ привело к росту максимального давления и температуры в цикле, но в тоже время доля сгоревшей смеси в ВМТ при УОЗ =  $15^\circ$  составила 3%, а при УОЗ =  $22^\circ$  уже 10%, что соответствует оптимальной доле сгоревшей смеси в ВМТ.

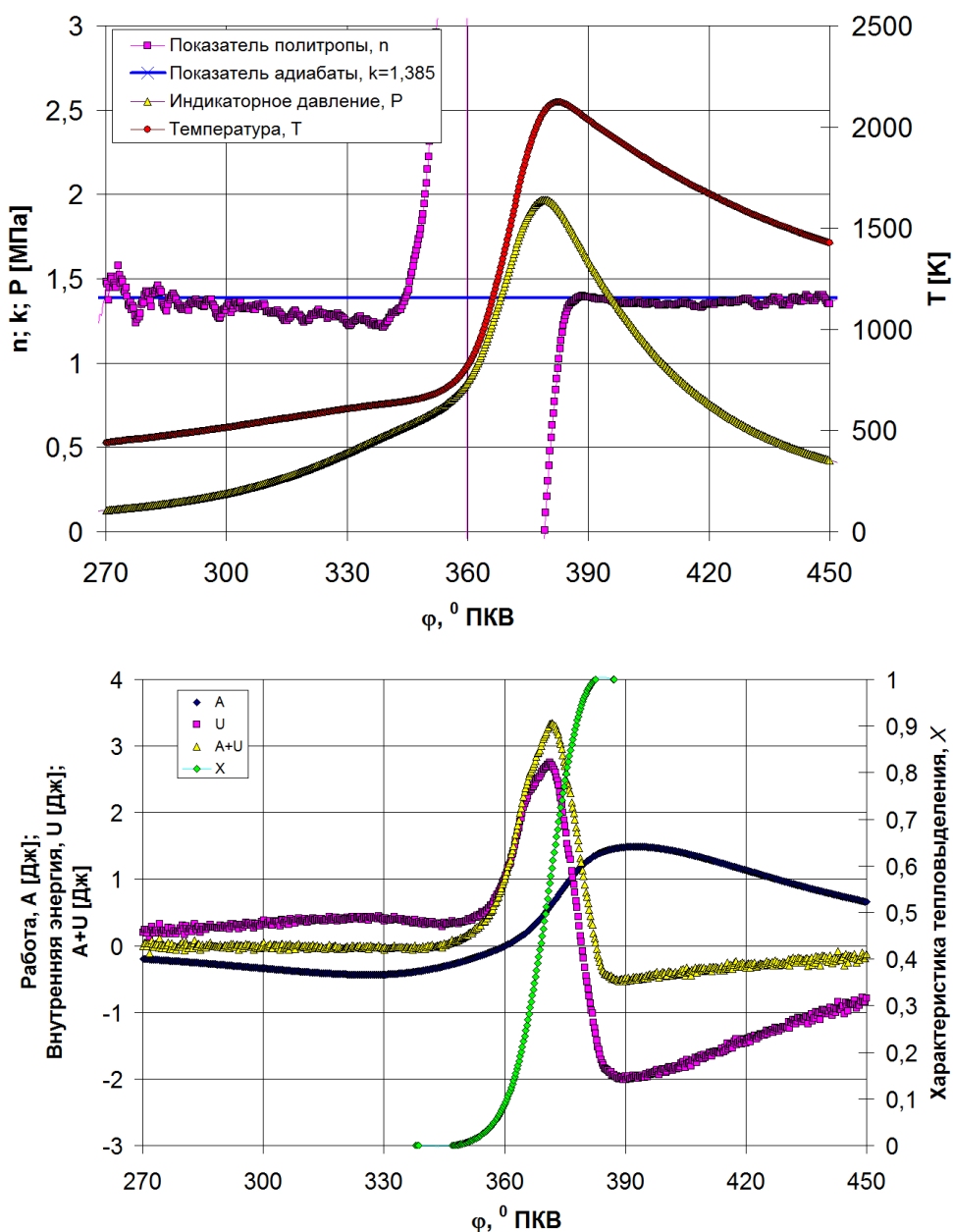


Рисунок 4.6 – Термодинамические параметры при изменении УОЗ при  $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\varepsilon = 5,9$ ; УОЗ =  $22^\circ$ ;  $\alpha = 1,208$

На рисунке 4.7 и 4.8 представлен анализ изменения термодинамических параметров при изменении УОЗ для  $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\varepsilon = 5,9$ ;  $\alpha = 1,31$ ; УОЗ =  $15^\circ$  (рисунок 4.7) или  $22^\circ$  ПКВ (рисунок 4.8).

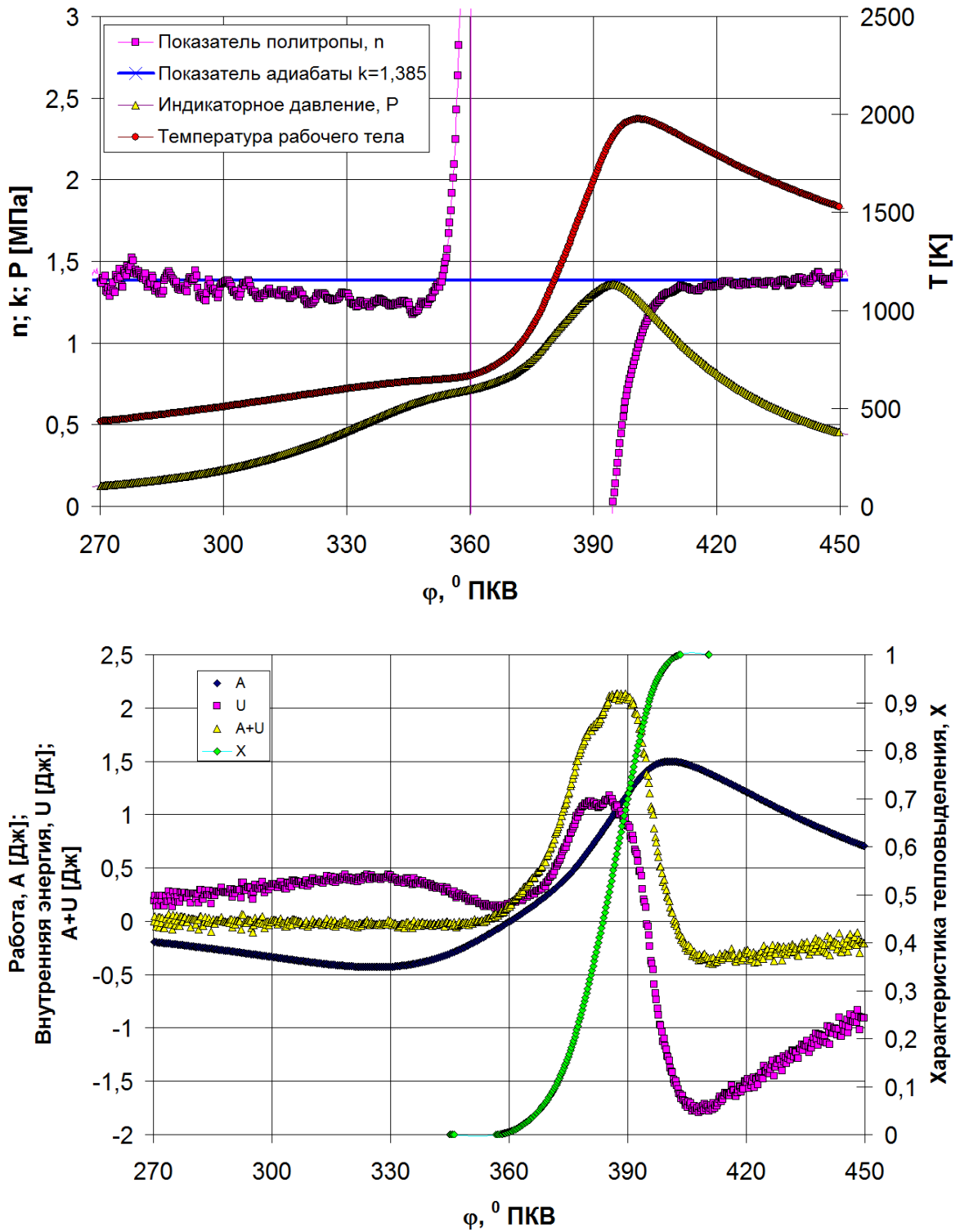


Рисунок 4.7 – Термодинамические параметры при изменении УОЗ при  $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\varepsilon = 5,9$ ; УОЗ =  $15^\circ$ ;  $\alpha = 1,307$

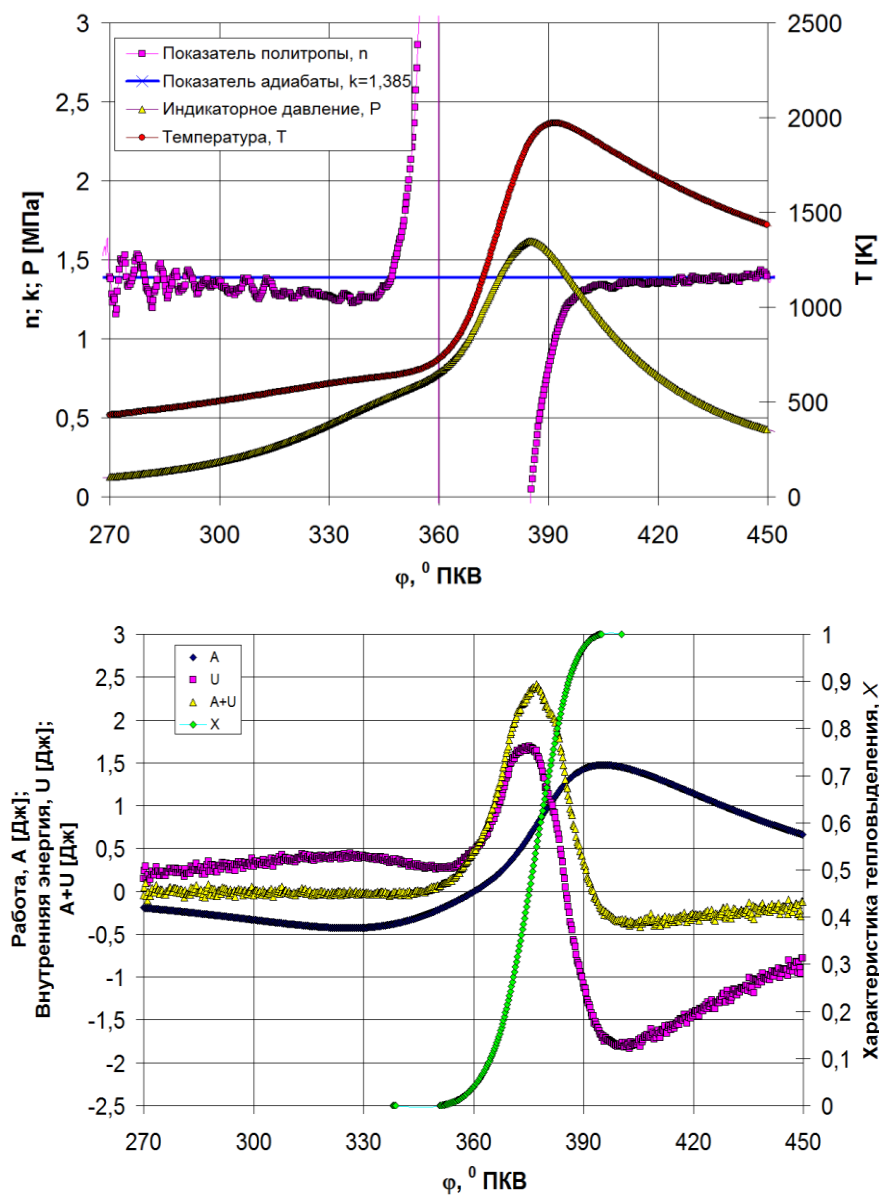


Рисунок 4.8 – Термодинамические параметры при изменении УОЗ при  $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ ;  $\varepsilon = 5,9$ ; УОЗ =  $22^\circ$ ;  $\alpha = 1,304$

Видим, что увеличение УОЗ привело к росту максимального давления и температуры в цикле, но в тоже время доля сгоревшей смеси в ВМТ при УОЗ =  $15^\circ$  составила 1,5%, а при УОЗ =  $22^\circ$  всего 5%, что говорит необходимости увеличению УОЗ для достижения оптимального термического КПД.

### 4.3 Выявление возможностей повышения эффективности бензинового ДВС за счет при варьированием УОЗ на основе анализа процесса сгорания по его термодинамическим характеристикам

Для выявления возможностей повышения эффективности бензинового ДВС за счет при варьированием УОЗ был проведен анализа процесса сгорания по его термодинамическим характеристикам. На рисунке 4.9 представлены графики изменения работы в УИТ-85 при степени сжатия 5,8 и частоте вращения  $900 \text{ мин}^{-1}$  на участке  $220-480^\circ \text{ ПКВ}$  по составу смеси при УОЗ 15 и  $22^\circ \text{ ПКВ}$ . Видим (рисунок 4.9а) что увеличение УОЗ с 15 до  $22^\circ \text{ ПКВ}$  приводит к увеличению работы, в тоже время добавка водорода за счет вытеснения части воздуха на впуске снижает работу на богатых смесях и только при обеднении смеси больше 1,2 добавка водорода позволяет увеличить мощность ДВС.

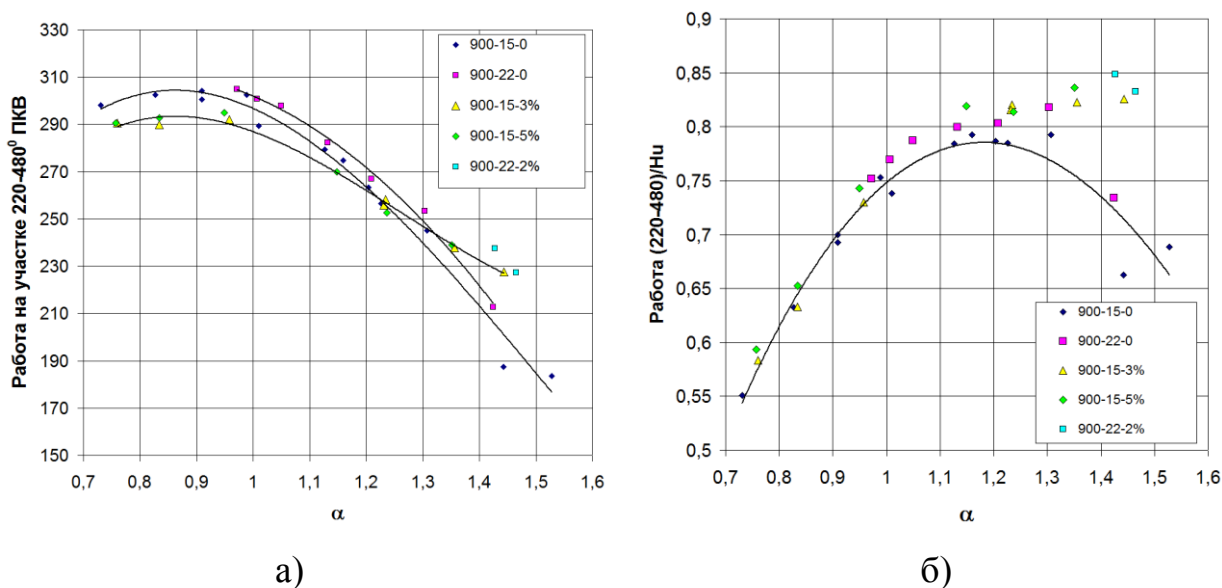
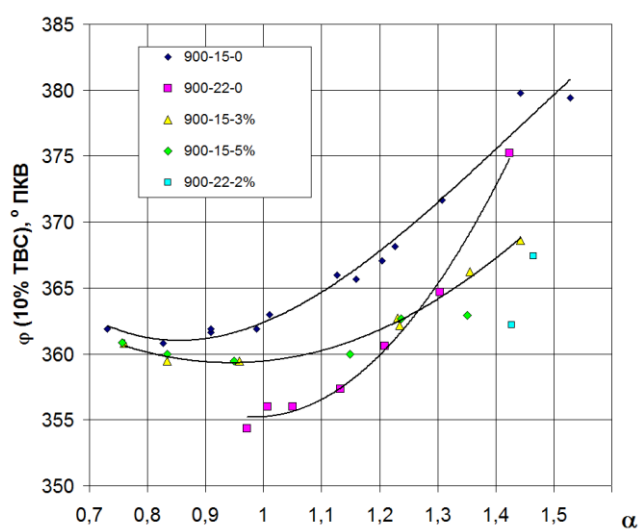


Рисунок 4.9 – Графики изменения работы на участке  $220-480^\circ \text{ ПКВ}$  (а) и отношения работы к введенной в цикл энергии с топливом (б)

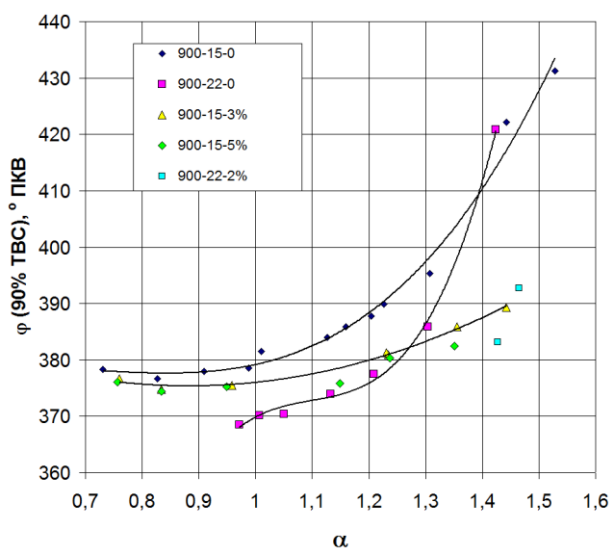
На рисунке 4.9б приведено отношение работы к введенной в цикл энергией с топливом. Также видим рост удельной эффективности процесса сгорания при увеличении УОЗ, добавка водорода до стехиометрического

состава имеет одинаковую эффективность процесса сгорания, а при обеднении смеси добавка водорода заметно повышает эффективность процесса сгорания.

Оценивалось по мимо работы также время (в ° ПКВ) начала (10% рисунок 4.10а), середины (50% рисунок 4.11а) и конца сгорания (90% рисунок 4.10б). Из графиков (рисунки 4.10 и 4.11а) видим, что эффективными являются процессы у которых время инициации 10% ТВС находится в диапазоне 356 – 363 ° ПКВ



а)



б)

Рисунок 4.10 – Графики времени начала сгорание (10% от массы топлива (а)) и конца сгорания (сгорание 90% (б)) по составы смеси

На рисунках 4.12б и 4.13 приведены графики зависимости работы от времени сгорания 10% ТВС (рисунок 4.13а), 50% ТВС (рисунок 4.12б) и 90% ТВС (рисунок 4.13б). Откуда видно, что оптимальным по совершению полезной работы угол, при котором сгорает 10% ТВС находится в диапазоне 355 – 360 ° ПКВ, а для 90% ТВС это 370 – 380 ° ПКВ.

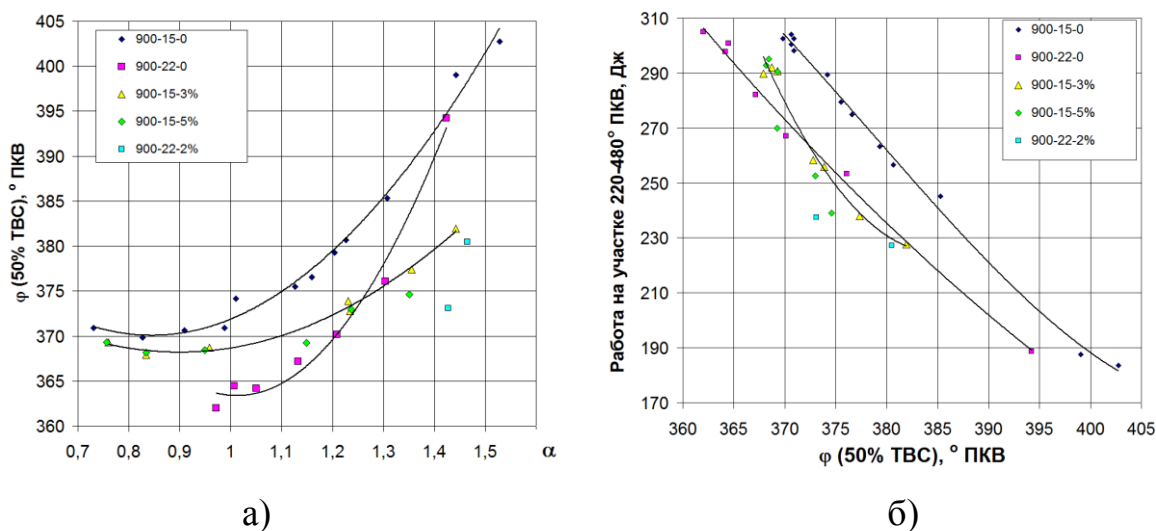


Рисунок 4.11 – Графики времени сгорания 50% от массы топлива по составы смеси (а); и зависимости работы от времени сгорания 50% ТВС (б)

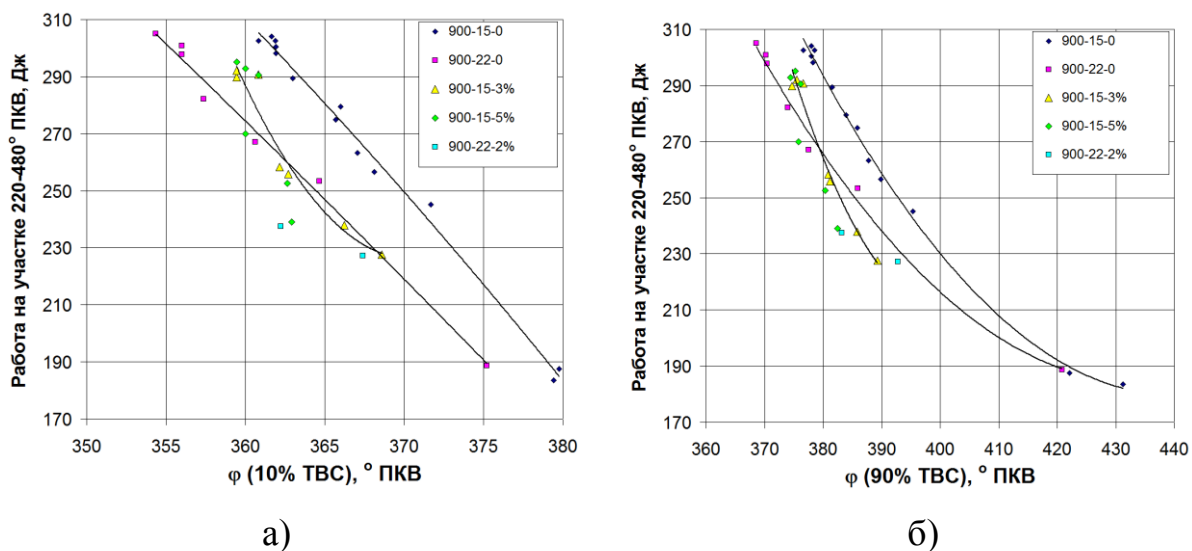


Рисунок 4.12 – Графики зависимости работы от времени сгорания 10% ТВС (а) и 90% ТВС (б)

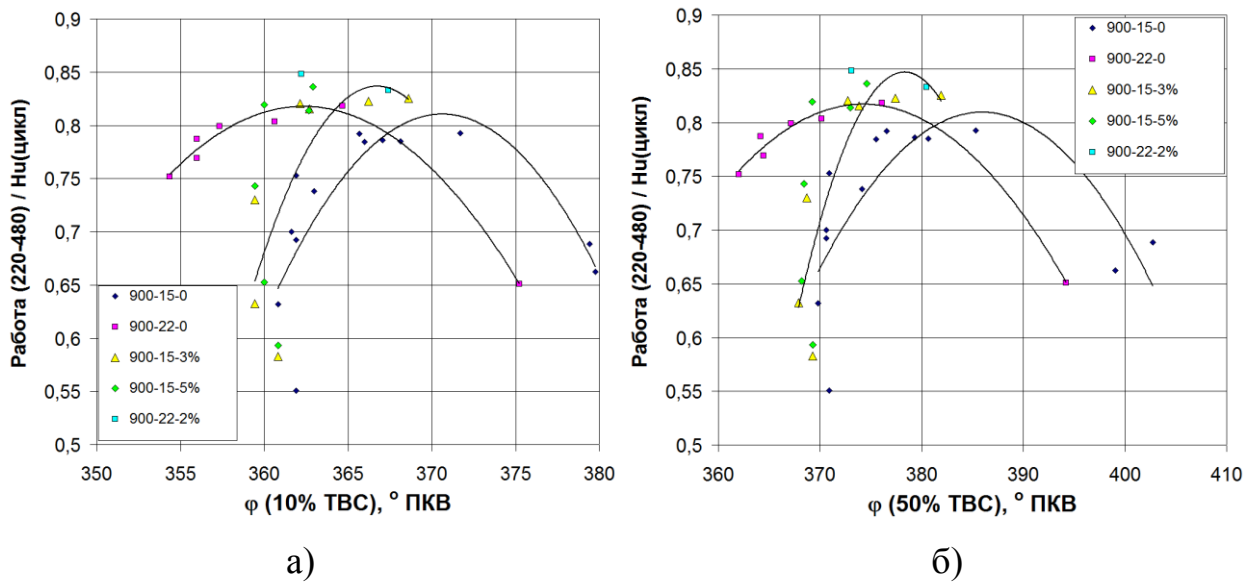


Рисунок 4.13 – Графики отношения работы к введенной в цикл энергией с топливом от времени сгорания 10% ТВС (а) и 50% ТВС (б)

Также помимо зависимости работы от времени сгорания доли ТВС, определены зависимости отношения работы к введенной в цикл энергией с топливом от времени сгорания 10% ТВС (рисунок 4.13а), 50% ТВС (рисунок 4.13б) и 90% ТВС (рисунок 4.14).

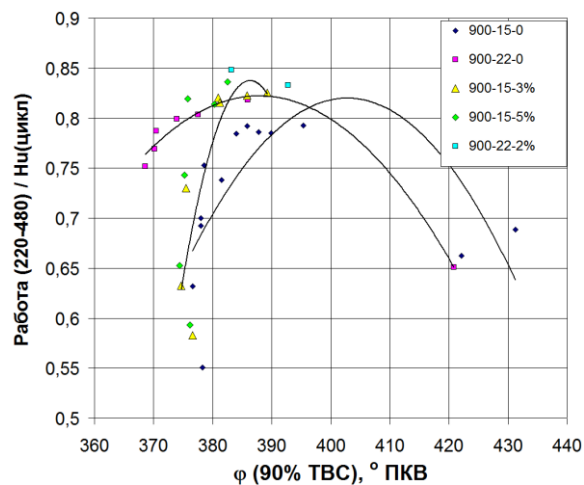


Рисунок 4.14 – Графики отношения работы к введенной в цикл энергией с топливом от времени сгорания 90% ТВС

На рисунках 4.12б и 4.13 приведены графики зависимости работы от времени сгорания 10% ТВС (рисунок 4.13а), 50% ТВС (рисунок 4.12б) и 90%

ТВС (рисунок 4.13б). Откуда видно, что оптимальным по совершению полезной работы угол, при котором сгорает 10% ТВС находится в диапазоне 355 – 360 ° ПКВ, а для 90% ТВС это 370 – 380 ° ПКВ.

Из этих рисунков видно, что УОЗ значительно влияет на эффективность процесса сгорания. Так увеличение УОЗ с 15 до 22 ° ПКВ приводит к росту термодинамической эффективности, даже больше чем добавка 3% водорода, а добавка водорода вместе с увеличением УОЗ позволяет получить максимальную эффективность при работе на бедных смесях.

#### **4.4 Выводы по главе 4 «Выявление возможностей повышения эффективности бензинового ДВС за счет анализа процесса сгорания по его термодинамическим характеристикам»**

Проведенный анализ показал наличие зависимости эффективности протекания процесса сгорания от УОЗ. При этом увеличение УОЗ перемещает кривую тепловыделения в сторону меньших значений угла поворота КВ, что и оказывает влияние на процесс сгорания. Выявлено что оптимальным УОЗ является тот, при котором угол ПКВ на котором сгорает 10% ТВС находится в диапазоне 355 – 364 ° ПКВ, при этом сгорание 50% ТВС должно находиться в районе 366 – 375 ° ПКВ.



## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты работы могут быть представлены следующими выводами:

1. проведенная оценка влияния УОЗ на характеристики протекания процесса сгорания в бензиновом двигателе показала, что УОЗ во многом определяет термодинамические условия протекания процесса сгорания.
2. выявлены возможности повышения эффективности процесса сгорания в бензиновом ДВС за счет варьированием УОЗ, на примере одноцилиндровой установки УИТ-85.

Также получены основные выводы по разделам:

### **Выводы по главе 1**

- Угол опережения зажигания является одним из основных инструментов при регулировании рабочего процесса в ДВС с электронной системой управления и трехкомпонентным каталитическим нейтрализатором.
- УОЗ влияет на термодинамическую эффективность, на характеристики токсичности отработавших газов и во многом на условия работы трехкомпонентного каталитического нейтрализатора.
- Оптимальные условия воспламенения обеспечиваются различными параметрами и задачами регулирования.
- Анализ современных исследований показал значительный интерес к вопросам оптимального регулирования ДВС с искровым зажиганием при помощи варьирования УОЗ.

### **Выводы по главе 2**

- Показано что исследовательская установка УИТ-85 соответствует задачам проводимых исследований. Установка позволяет с высокой точностью оценивать влияние УОЗ при сохранении

прочих параметров работы двигателя на термодинамические параметры рабочего процесса.

- Предложен подход по определению продолжительности процесса сгорания по изменению показателя политропы в ДВС с искровым зажиганием. Показана достоверность и точность предложенного подхода.

### **Выводы по главе 3**

- Полученные результаты показали значимость термодинамического анализа для оценки возможностей воздействия различных режимных параметров на эффективность цикла.

### **Выводы по главе 4**

- Проведенный анализ показал наличие зависимости эффективности протекания процесса сгорания от УОЗ. При этом увеличение УОЗ перемещает кривую тепловыделения в сторону меньших значений угла поворота КВ, что и оказывает влияние на процесс сгорания. Выявлено что оптимальным УОЗ является тот, при котором угол ПКВ на котором сгорает 10% ТВС находится в диапазоне  $355 - 364^\circ$  ПКВ, при этом сгорание 50% ТВС должно находится в районе  $366 - 375^\circ$  ПКВ.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Lukas Tunka and Adam Polcar «Effect of various ignition timings on combustion process and performance of gasoline engine» / Acta universitatis agriculturae et silviculturae mendelianae brunensis. Volume 65. Number 2, 2017
2. Kwanhee Choi, Hyungmin Lee, In Goo Hwang, Cha-Lee Myung and Simsoo Park «Effect of various ignition timings on combustion process and performance of gasoline engine» / Journal of Mechanical Science and Technology 22 (2008) 2254~2262
3. C. E. Roberts and R. H. Stanglmaier, Investigation of intake timing effects on the cold start behavior of a spark ignition engine, SAE Paper No.1999-01- 3622 (1999).
4. H. Santoso and W. K. Cheng, Mixture preparation and hydrocarbon emissions behaviors in the first cycle of SI engine cranking, SAE Paper No. 200201-2805 (2002).
5. F. Zhao, Technologies for Near-Zero-Emission Gasoline-Powered Vehicles, SAE international, Warrendale, USA, (2007).
6. H. Kwak, C. L. Myung and S. Park, Experimental investigation on the time resolved THC emission characteristics of liquid phase LPG injection (LPLi) engine during cold start, Fuel 86 (2007) 1475-1482.
7. G. B. Parvate-Patil, H. Hong and B. Gordon, An assessment of intake and exhaust philosophies for variable valve timing, SAE Paper No.2003-32-0078, JSAE Paper No.20034378 (2003).
8. ANDERSON, J. E., DICICCO, D. M., GINDER, J. M., KRAMER, U., LEONE, T. G., RANEY-PABLO, H. E. and WALLINGTON, T. J. 2012. High octane number ethanol-gasoline blends: Quantifying the potential benefits in the United States. Fuel, 97: 585-594.

9. BAE, C. and KIM, J. 2016. Alternative fuels for internal combustion engines. In: Proceedings of the Combustion Institute, In Press. [Online]. Available at [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com):
10. <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1540748916304850>. [Accessed: 2016, November 5].
11. BENNETT, C., DUNNE, J. F., TRIMBY, S. and RICHARDSON, D. 2016. Engine cylinder pressure reconstruction using crank kinematics and recurrently-trained neural networks. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 85: 126-145.
12. BINJUWAIR, S. and ALKUDSI, A. 2016. The effects of varying spark timing on the performance and emission characteristics of a gasoline engine: A study on Saudi Arabian RON91 and RON95. *Fuel*, 180: 558-564.
13. LI, J., GONG, CH.M., SU, Y., DOU, H. L. and LIU, X. J. 2010. Effect of injection and ignition timings on performance and emissions from a spark-ignition engine fueled with methanol. *Fuel*, 89: 3919-3925.
14. MARTYR, A. J. and PLINT, M. A. 2007. *Engine testing, Theory and Practice*. 3rd edition. Oxford, United Kingdom: Butterworth-Heinemann.
15. MOHAN, B., YANG, W. and CHOU, S. K. 2013. Fuel injection strategies for performance improvement and emissions reduction in compression ignition engines - A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 28: 664-676.
16. SAYIN, C. 2012. The impact of varying spark timing at different octane numbers on the performance and emission characteristics in a gasoline engine. *Fuel*, 97: 856-861.
17. SHI, W., YU, X., ZHANG, H. and LI, H. 2016. Effect of spark timing on combustion and emissions of a hydrogen direct injection stratified gasoline engine. *International Journal of Hydrogen Energy*, In Press. [Online]. Available at [www.sciencedirect.com](http://www.sciencedirect.com):
18. 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. 2017. №50. Article number 012016
- 19.Smolenskaya N.M., Smolenskii V.V., Korneev N.V. Increase in the thermodynamic efficiency of the working process of spark-ignited engines on natural gas with the addition of hydrogen // IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science. 2018. №121. Article number 052009
- 20.Smolenskii V.V., Smolenskaya N.M. Methods for Assessing the Thermodynamic Characteristics of the Combustion Process Using the Indicator Diagram in Spark-Ignition Engines // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 2019. №582. Article number 012003
- 21.Smolenskaya N., Smolenskii V., Korneev N., Prus Yu. Method for evaluating the parameters of the flame front propagation process according to the indicator diagram in spark ignition engines // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2020. №734. Article number 012209.
- 22.Chintala V., Subramanian K.A. Assessment of maximum available work of a hydrogen fueled compression ignition engine using exergy analysis // Energy. 2014. №67. pp. 162–175.
- 23.Li Y., Jia M., Chang Y., Kokjohn S.L., Reitz R.D. Thermodynamic energy and exergy analysis of three different engine combustion regimes, Applied Energy, 180 (2016) 849-858. DOI: 10.1016/j.apenergy.2016.08.038.
- 24.Zhao Z., Wang S., Zhang S., Zhang F. Thermodynamic and energy saving benefits of hydraulic free-piston engines, Energy, 102 (2016) 650-659. DOI: 10.1016/j.energy.2016.02.018.
- 25.Sohret Y., Gürbüz H. and Akçay I. H. Energy and exergy analyses of a hydrogen fueled SI engine: Effect of ignition timing and compression ratio, Energy 175 (2019) 410-422 DOI: 10.1016/j.energy.2019.03.091
- 26.Siti Sabariah M., et al., Analysis and simulation of combustion and emission on small engine, IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 469 (2019) 012076 doi:10.1088/1757-899X/469/1/012076

27. Sezer İ. and Bilgin A. Exergetic Analysis of Using the Gaseous Fuels in Spark Ignition Engines, *Thermophysics and Heat Transfer*, 28 (2014) No. 2, DOI: 10.2514/1.T4300
28. Irimescu, A., et al., Evaluation of different methods for combined thermodynamic and optical analysis of combustion in spark ignition engines, *Energy Conversion and Management* 87 (2014) 914–927 DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2014.07.037>
29. Yuedong Chao et al. / *Energy Procedia* 158 (2019) 2098–2105 DOI: 10.1016/j.egypro.2019.01.483
30. Smolenskaya N.M., Smolenskii V.V., Korneev N.V. Increase in the thermodynamic efficiency of the working process of spark-ignited engines on natural gas with the addition of hydrogen, *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 121 (2018) 052009 doi :10.1088/1755-1315/121/5/052009.
31. Duarte, J., et al., Thermodynamic Analysis of Self- Ignition in Spark-Ignited Engines Operated with Alternative Gaseous Fuels, *TECCIENCIA*, Vol. 11 No. 20, 57-65, 2016 DOI: <http://dx.doi.org/10.18180/tecciencia.2016.20.8>
32. Mamalis S., et al., A modeling framework for second law analysis of low-temperature combustion engines, *International J of Engine Research* 2014, Vol. 15(6) 641–653 DOI: 10.1177/1468087413512312
33. Barjaneh A. and Sayyaadi H. A new closed-form thermodynamic model for thermal simulation of spark ignition internal combustion engines, *Energy Conversion and Management* 105 (2015) 607–616 DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2015.08.008>
34. M.M. Krishtal, A.V. Polunin, P.V. Ivashin, E.D. Borgardt and I.S. Yasnikov Changes in the phase composition of oxide layers produced by microarc oxidation on Al–Si and Mg alloys induced by additions of SiO<sub>2</sub> nanoparticles to the electrolyte / *Doklady Physical Chemistry*. 2016
35. N.M. Smolenskaya and N.V. Korneev 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.
- 36.N.M. Smolenskaya and V.V. Smolenskii Modelling the average velocity of propagation of the flame front in a gasoline engine with hydrogen additives / IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 115 (2018) 012016 doi: 10.1088/1755-1315/115/1/012016.
- 37.D. Panousakis, A. Gazis, J. Patterson and R. Chen, “Analysis of SI combustion diagnostics method using ion-current sensing techniques,” SAE Paper. 2006. № 2006-01-1345
- 38.M.M. Krishtal, A.V. Polunin, P.V. Ivashin, E.D. Borgardt and I.S. Yasnikov, “Changes in the phase composition of oxide layers produced by microarc oxidation on Al–Si and Mg alloys induced by additions of SiO<sub>2</sub> nanoparticles to the electrolyte,” Doklady Physical Chemistry. 2016
- 39.N.M. Smolenskaya and N.V. Korneev, “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.
- 40.N.M. Smolenskaya and V.V. Smolenskii, “Modelling the average velocity of propagation of the flame front in a gasoline engine with hydrogen additives,” IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 115 (2018) 012016 doi: 10.1088/1755-1315/115/1/012016.
- 41.N.M. Smolenskaya, V.V. Smolenskii and N.V. Korneev, “Increase in the thermodynamic efficiency of the working process of spark-ignited engines on natural gas with the addition of hydrogen,” IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 121 (2018) 052009 doi :10.1088/1755-1315/121/5/052009.
- 42.N.M. Smolenskaya, V.V. Smolenskii and I. Bobrovskij, 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.
- 43.N.M. Smolenskaya, The electrical conductivity of the flame front, as a characteristic of the rate of heat release and composition of gas fuel in SI engines / IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 115 (2018) 012039 doi: 10.1088/1755-1315/115/1/012039.
- 44.A.P. Shaikin and I.R. Galiev Use of Chemi-Ionization to Calculate Temperature of Hydrocarbon Flame / Technical Physics. The Russian Journal of Applied Physics. 2018. T. 63. № 4. p. 612-614.
- 45.A.P. Shaikin and I.R. Galiev, "On the effect of temperature and the width of the turbulent combustion zone on the ionization detector readings," Technical Physics. The Russian Journal of Applied Physics. 2016. T. 61. № 8. p. 1206-1208.
- 46.Z. Gao, X. Wu, H. Gao and B. Liu, "Investigation on characteristics of ionization current in a spark-ignition engine fueled with natural gasehydrogen blends with BSS de-noising method," International journal of hydrogen energy. 2010. № 35. P. 12918-12929.
- 47.Z. Gao, X. Wu, C. Man and X. Meng, "The relationship between ion current and temperature at the electrode gap," Applied thermal engineering. № 33. 2012.
- 48.A. Vressner, A. Hultqvist, P. Tunestal and B. Johansson, "Fuel effects on ion current in an HCCI engine," SAE Paper. 2005. № 2005-01-2093.
- 49.L. Winkler, N. Hegman, C. Raffay and A. Palotas, "Ion current measurements in natural gas flames," European combustion meeting. 2007.
- 50.M. Hellring, T. Munter, T. Rögnvaldsson, N. Wikström, C. Carlsson, M Larsson and J. Nytomt. Robust AFR Estimation Using Ion Current and Neural Networks. SAE 1999-01-1161
- 51.A. Saitzkoff, R. Reinmann, F. Mauss and M. Glavmo In-Cylinder Pressure Measurements Using the Sparg Plug as an Ionization Sensor. SAE 970857



- 52.E.A. VanDyne, C.L. Burcmyer, A.M. Wahl and A.E. Funaioli Misfire Detection from Ionization Feedback Utilizing the Smartfire Plazma Ignition Tecnology. SAE 2000-01-1377
- 53.Auzins J., H. Johansson and J. Nytomt Ion-Gap Sense in Misfire Detection, Knock, and Engine Control. SAE 950004
- 54.Smolenskaya N.M. and 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.
- 55.Вибе И.И., Тепловой расчёт двигателей внутреннего сгорания / И.И. Вибе // Челябинск.: Челябинский политехнический институт имени Ленинского комсомола, 1972. - с.282
- 56.Сеначин, П.К. Моделирование процесса горения гомогенной смеси в двигателе с искровым зажиганием / 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.
- 57.Frenklach, M. GRI-Mech / M. Frenklach, T. Bowman, G. Smith, B. Gardiner // entnommen am 18.06.2009, [http://www.me.berkeley.edu/gri\\_mech/](http://www.me.berkeley.edu/gri_mech/). 2009.
- 58.Grill, M. Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren / M.Grill // Stuttgart, Universität, Dissertation. 2006a.
- 59.Gülдер, Ö. L. Turbulent Premixed Combustion Modelling using Fractal Geometry / Ö.L. Gülder // in: 23. Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute. 1990.
- 60.Herdin, G. Emissionsproblematik bei Biogasmotoren / G.Herdin // in: 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Graz. 2007.
- 61.Heywood, J. B. Fluid Motion Within the Cylinder of Internal Combustion Engines - The 1986 Freeman Scholar Lecture / J. B. Heywood // Journal of Fluids Engineering Vol. 109 / 3. 1987.

62. Heywood, J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals / J. B. Heywood // New York: McGraw-Hill. 1988.
63. Hiroyasu, H. Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber / H. Hiroyasu, T. Kodata // SAE Paper 740715. 1974.
64. Huiming, Z. Investigation on the Combustion Characteristics of the Compression Ignition Divided Chamber Combustion System of the Natural Gas Engine / Z. Huiming, Z. Defu, Z. Qingping // in: CIMAC Congress. Wien. 2007.
65. Jobst, J. Simulation von Zündverzug, Brennrate und NO<sub>x</sub>-Bildung für direktgezündete Gasmotoren / J. Jobst, F. Chmela, A. Wimmer // in: 1. Tagung Motorprozesssimulation und Aufladung. Berlin. 2005.
66. John, A. Entwicklung und Erprobung eines zweistufigen Impaktors zur Messung alveolengängiger Quarzfeinstaubemissionen und Durchführung von Validierungsmessungen / A. John, H. Kaminski, T. Kuhlbusch // Duisburg, IUTA e.V., Bericht. 2004.
67. Kettner, M. Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Optimierung der Entflammung von mageren Gemischen bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung / M. Kettner // Karlsruhe, Universität, Dissertation. 2006.
68. Klimstra, J. The road to obtain the ultimate performance of gas engines - opportunities and challenges / J. Klimstra // in: 5. Dessauer Gasmotoren-Konferenz. Dessau. 2007.
69. Koch, T. Numerischer Beitrag zur Charakterisierung und Vorausberechnung der Gemischbildung und Verbrennung in einem direkteinspritzenden, strahlgeführten Ottomotor / T. Koch // Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule, Dissertation. 2002.
70. Kogler, G. Potential of HCCI for large natural gas fueled engines / G. Kogler, A. Wimmer // in: CIMAC Congress. Wien. 2007.

- 71.Kolb, T. Experimentelle und theoretische Untersuchung zur Minderung der NO<sub>x</sub>-Emission technischer Feuerungen durch gestufte Verbrennungsführung / T. Kolb // Karlsruhe. Technische Hochschule, Dissertation. 1990.
- 72.Kozuch, P. Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren / P. Kozuch // Stuttgart, Universität, Dissertation. 2004.
- 73.Kuhlmann, R. M. V. Improvement of a Model for Calculation of Oxides of Nitrogen Emissions from Spark Ignition Engines / R.M.V. Kuhlmann, J. R. Sodre // SAE-Paper 2004-01-3001. 2004.
- 74.Lämmle, Ch. Numerical and Experimental Study of Flame Propagation and Knock in a Compressed Natural Gas Engine / Ch. Lämmle // Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule, Dissertation. 2005.
- 75.Liao, S. Y. Determination of laminar burning velocities for natural gas / S. Y. Liao, D. M. Jiang, Q. Cheng // Fuel 83 (2004). Elsevier. Science Direct. 2004.
- 76.Merker, G. Technische Verbrennung - Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse / G. Merker, Ch. Schwarz // Stuttgart: Teubner. 2001.
- 77.Noske, G. Ein quasidimensionales Modell zur Beschreibung des ottomotorischen Verbrennungsablaufes / G. Noske // Düsseldorf: VDI Verlag. 1988.