

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

«Тольяттинский государственный университет»
ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ

(институт, факультет)

Энергетические машины и системы управления

(кафедра)

13.04.03 «Энергетическое машиностроение»

(код и наименование направления подготовки)

Поршневые и комбинированные двигатели

(наименование профиля магистерской программы)

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему Выявление особенностей влияния состава композитного газового
топлива на термодинамическую эффективность процесса сгорания

Студент(ка)

Александр Юрьевич Сечнев

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный руководитель

В.В. Смоленский

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель магистерской
программы

д.т.н., профессор А.П. Шайкин

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

(личная подпись)

« _____ » июня 2018 г.

Допустить к защите

Зав. кафедрой «ЭМиСУ»

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

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

(личная подпись)

« _____ » июня 2018 г.

Тольятти 2018

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение.....	4
ГЛАВА 1 Обзор методов термодинамического исследования процесса сгорания в поршневых ДВС.....	6
1.1 Газовые двигатели с несимметричной камерой сгорания.....	7
1.1.1 Газовые двигатели с неподвижным контуром с неразделенной камерой сгорания.....	7
1.2 Предкамерные газовые двигатели.....	8
1.2.1 Двигатель теплового воспламенения с необработанным предварительным зазором.....	8
1.2.2 Двигатели с искровым зажиганием с продувкой топливным газом.....	9
1.3 Двигатели с процессом самовоспламенения.....	10
1.4 Модели сгорания.....	11
1.4.1 Нульмерные модели сгорания	11
1.4.2 Феноменологическое моделирование	14
1.4.3 Трехмерное моделирование.....	16
1.5 Термодинамическое моделирование системы горения.....	17
1.6 Применение водорода в качестве активатора процесса сгорания углеводородных топлив.....	20
1.7 Использование добавки водорода в природный газ для повышения эффективности процесса сгорания и снижения токсичности ОГ.....	23
ГЛАВА 2 Краткая характеристика используемого экспериментального оборудования	25
2.1 Описание экспериментальной установки	25
2.2 Методика проведения экспериментов и обработка результатов испытаний	26
ГЛАВА 3 Результаты стендовых исследований по теме	

диссертационного исследования и их анализ	28
3.1 Результаты экспериментального исследования проведенного на УИТ-85	28
ГЛАВА 4 Оценка особенностей процесса тепловыделения при работе газовом композитном топливе	36
4.1 Проработка подходов для оценки термодинамической эффективности процесса сгорания на основании уточненной физико-химической модели процесса сгорания в ДВС на газовом топливе ...	36
4.1.1 Кинетический расчет реакции скорости горения	40
4.1.2 Модель характеристики тепловыделения процесса сгорания	43
4.1.3 Моделирование передней поверхности пламени.....	46
4.1.4 Скорость ламинарного и турбулентного горения.....	48
4.1.5 Процесс энерговыделения и сжигания.....	57
4.2 Выявление особенностей влияния состава композитного газового топлива на термодинамическую эффективность процесса сгорания...	59
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	68
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	69

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность работы. Современные методы моделирования и исследования рабочего процесса все больше проникаются компьютеризацией, вследствие чего идет постоянная работа по уточнению и доводки существующих методов достоверного исследования рабочего процесса и также необходимо достоверно провести расчет процесса сгорания и адекватно оценить характеристику тепловыделения. Все это требует комплексного подхода для проведения исследовательских работ направленных на повышение эффективности процесса сгорания.

Целью работы является выявление особенностей влияния состава композитного газового топлива на термодинамическую эффективность процесса сгорания.

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

1. проработать подходы для оценки термодинамическую эффективность процесса сгорания.
2. выявление особенностей влияния состава композитного газового топлива на термодинамическую эффективность процесса сгорания.

Объект исследования: процесс сгорания в поршневом двигателе с искровым зажиганием на композитном газовом топливе.

Предмет исследования: термодинамика процесса сгорания в поршневом двигателе с искровым зажиганием на композитном газовом топливе.

Методы исследования. Метод прикладного научного исследования, позволяющий оценить состава композитного газового топлива на термодинамическую эффективность процесса сгорания.

Достоверность полученных результатов проведенного диссертационного исследования подтверждается непротиворечивостью полученных результатов основным закон термодинамики и физики горения.

Научная новизна исследования

Выявлены особенности влияния состава композитного газового топлива на термодинамическую эффективность процесса сгорания.

Практическая значимость работы:

Полученные результаты раскрывают больше информации об особенностях влияния состава композитного газового топлива на термодинамическую эффективность процесса сгорания, что позволяет проводить более точное моделирование рабочего процесса при разработки новых двигателей.

На защиту выносятся:

1. подходы для оценки термодинамическую эффективность процесса сгорания.
2. выявленное влияния состава композитного газового топлива на термодинамическую эффективность процесса сгорания.

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на научно-технических семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» ТГУ, а также на конференциях, в 2017-18 г.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 2 печатных работы.

Структура и объем диссертации.

Диссертации состоит из введения, четырех глав, основных результатов и выводов, списка литературы из 30 наименований. Работа изложена на 72 страницах машинописного текста, 0 приложениями, иллюстрированного 32 рисунками, общий объем составляет 72 страница.

ГЛАВА 1 Обзор методов термодинамического исследования процесса сгорания в поршневых ДВС

Первая попытка модели сгорания на цилиндре на двигателе внутреннего сгорания была сделана Рассвайлером и Броуном в 1938 году [7]. Они развивают эмпирическую модель, которая утверждает, что количество сжигаемой массы пропорционально разнице между измеренным давлением в цилиндре и давлением цилиндра, полученным из политропного сжатия / расширения. Эта модель была стандартной моделью для расчета массовой доли, сжигаемой в течение 50 лет. В [2], Blizard и Keck используют термодинамику, модель турбулентности и химическую кинетику для прогнозирования распространения пламени в двигателе с искровым зажиганием. Прогнозы сравниваются с измерениями давления в цилиндре и датчиками ионизационного тока во всей камере сгорания, обнаруживающей распространение пламени. В [8] используется однозонная модель, основанная на первом законе термодинамики, для вычисления теплоотдачи в двигателе с искровым зажиганием из измерений давления цилиндра с кривошипом. При анализе предполагается, что удельная внутренняя энергия заряда зависит только от температуры. Преобразование химической энергии в тепловую энергию путем сжигания рассматривается как отдельный процесс теплообмена, а состав баллонного газа моделируется как постоянный в течение всего цикла.

В зависимости от образования смеси, топологии камеры сгорания и типа зажигания для газовых двигателей можно выделить несколько процессов сгорания. В искровых газовых двигателях зажигание обычно происходит с помощью искры. Так как свечи зажигания имеют относительно высокий износ и обеспечивают возможность зажигания только в месте, определяемом монтажным положением, в настоящее время ведется интенсивная работа на альтернативных системах зажигания, таких как лазерные или микроволновые зажигания. Зажигание может быть выполнено

либо непосредственно в камере сгорания, либо в прихожей. В самовозгорающихся газовых двигателях сжигание запускается либо путем введения топлива с подходящими свойствами воспламенения, либо в гомогенных процессах горения путем сжатия.

1.1 Газовые двигатели с несимметричной камерой сгорания

Газовые двигатели с стехиометрическим управлением с 3-ходовым каталитическим нейтрализатором. В режиме $\lambda = 1$ с трехфазным каталитическим нейтрализатором ниже по потоку могут быть достигнуты очень низкие значения выбросов. Чтобы снизить выбросы NO_x , CO и HC с хорошими коэффициентами конверсии в каталитическом конвертере, соотношение воздуха для горения должно поддерживаться в очень узких пределах ($0,998 \pm 0,002$) (Zacharias, 2001). Эта концепция двигателя используется в основном в мобильном секторе, поскольку относительно высокие плотности мощности могут быть достигнуты даже без зарядки в режиме всасывания. Для более крупных двигателей с диаметром отверстия около 200 мм этот метод больше не может использоваться, потому что тогда температура клапана и, следовательно, износ седла клапана с известными в настоящее время материалами почти неконтролируемы (Athenstaedt, 1993).

1.1.1 Газовые двигатели с неподвижным контуром с неразделенной камерой сгорания

В газовых двигателях с обедненной концепцией делается попытка достичь пределов выхлопных газов в двигателе без последующей обработки выхлопных газов, высушивая смесь топливного газа и воздуха. Связанная потеря плотности мощности компенсируется зарядкой. С увеличением размера двигателя выбросы NO_x возрастают, поскольку, с одной стороны, время пребывания заряда увеличивается при высоких температурах из-за

более низких скоростей вращения, а с другой стороны, уменьшается отношение поверхности камеры сгорания к объему камеры сгорания, что приводит к снижению тепловых потерь на стенке, а также соответственно к более высоким температурам камеры сгорания влечет за собой. Поэтому более крупные двигатели должны быть дополнительно истощены по сравнению с меньшими двигателями для достижения тех же выбросов NO_x . В результате потребность в энергии воспламенения возрастает, а времена горения становятся более длительными из-за обедненного заряда и увеличения траекторий сгорания. Таким образом, область применения метода горения с свечей зажигания в неразделенной камере сгорания ограничена двигателями с диаметром отверстия менее 250 мм. Для более крупных двигателей энергия зажигания, вводимая через свечу зажигания, уже недостаточно для безопасного воспламенения смеси.

1.2 Предкамерные газовые двигатели

Двигатели с искровым зажиганием с зажиганием с искровым зажиганием обеспечивают особенно благоприятные условия воспламенения в зоне, удаленной от основной камеры сгорания.

1.2.1 Двигатель теплового воспламенения с необработанным предварительным зазором

Предварительная камера представляет собой отдельную зону от основной камеры сгорания, которая соединена с основной камерой сгорания через отверстия. В результате условия потока в месте воспламенения в значительной степени отделены от процессов турбулентного потока в основной камере сгорания. Во время сжатия обедненная основная смесь горения поступает в предварительную камеру. Посредством количества и расположения перепускных отверстий на условия потока в камере можно

влиять таким образом, чтобы там были оптимальные условия для зажигания. Таким образом, рабочий диапазон может быть дополнительно смещен в сторону скудного. Кроме того, струи горелки, выходящие из причала, приводят к эффекту усиления зажигания, который стабильно воспламеняет заряд основной камеры сгорания и позволяет работать со значительно уменьшенными колебаниями цикла (Zacharias, 2001, Veran, 2007). Объем неочищенных предшественников составляет от 0,5 до 2% от объема сжатия. Предварительная камера сгорания может быть спроектирована как предкамерная свеча или как построенная предварительная камера (рис. 2.4). Свечи Prechamber в принципе представляют собой обычные свечи зажигания, в которых колпачок приварен перед электродами. Они представляют собой самые маленькие предварительные камеры. Обычно изготавливаются более крупные предварительные камеры, и свеча зажигания ввинчивается в предварительную камеру.

1.2.2 Двигатели с искровым зажиганием с продувкой топливным газом

Двигатели с диаметрами отверстий более 250 мм должны работать при высоких соотношениях воздуха для горения в диапазоне $\lambda = 2$ из-за высоких тепловых нагрузок и соответствия пределам атмосферного излучения. Такие обедненные смеси больше не могут воспламениться с помощью способов, описанных выше. Для улучшения условий зажигания на свече зажигания смесь в предкамере обогащается. Для этой цели в предварительную камеру вводится дополнительный топливный газ через клапан впрыска газа. Это обеспечивает стабильное зажигание предкамерного заряда. Форсунки факела, исходящие из предкамеры, позволяют безопасное зажигание заряда основной камеры сгорания до соотношений воздуха для горения около 2,7. Объем очищенных предкамер находится в диапазоне от 1 до 4% от объема сжатия. Большие предкамеры могли разжечь даже более компактные домашние горелки. Однако высокие температуры горения в камере вместе с

соответственно большим объемом приводят к увеличению выбросов оксидов азота из предварительной камеры, что может перевесить эффект уменьшения NOx за счет уменьшения основного пространства горения (Athenstaedt, 1993) [14].

1.3 Двигатели с процессом самовоспламенения

В области автовоспламенения процессов сжигания газовых двигателей существует множество вариантов. Существуют также двигатели с неразделенной и разделенной камерой сгорания, смесь может всасываться однородно или топливный газ вводится в камеру сгорания через Hochdruckseinblasung незадолго до начала сгорания. Кроме того, имеются двигатели, в которых вводится второе топливо с определенными свойствами воспламенения (Kogler, 2007) [15].

В настоящий момент процесс производства дизельного топлива в настоящее время является самым популярным на рынке. Гомогенная воздушно-газовая смесь всасывается и сжимается. Начало сжигания происходит путем впрыскивания небольшого количества дизельного топлива, которое воспламеняется из-за повышения температуры из-за сжатия и, следовательно, огнезащитного состава воздушно-газовой смеси. В этом случае через масло для зажигания вводится около 1% от количества подаваемой энергии. Благодаря этому способу можно надежно воспламенить даже очень бедные и инертные газовые топливные газы, так как над дизельной струей вводят более высокую энергию зажигания на несколько десятков раз. Поэтому этот метод особенно подходит для очень крупных двигателей с диаметром от 200 до 250 мм и для энергетического использования слабых газов (Schiffgens, 1997) [16].

Другим вариантом самовоспламеняющегося метода является способ сжигания PGI (Performance Gas Injection). В этом месте, расположенном в преддверии свечи накаливания, продувается при запуске горения через

топливный газ с клапаном высокого давления. Так создаются вокруг свечи накаливания местными благоприятными условиями воспламенения, и смесь начинает гореть оттуда. По сравнению с методом дизельных реакций можно исключить предоставление отдельной топливной системы (Hanenkamp, 2006, Huiming, 2007) [17, 18]. В однородных самовоспламеняющихся процессах сжигание инициируется повышением температуры во время сжатия и, возможно, остатками в камере сгорания. Весь заряд конвертируется почти одновременно. Несмотря на быстрое сгорание, выбросы NOx чрезвычайно низки, поскольку избегают локальных пиковых температур, приводящих к высокой скорости образования NOx (Kogler, 2007) [19]. Однако плотность мощности в этом методе все еще очень ограничена, и управление мощностью затруднено, так что оно еще не используется в промышленности.

1.4 Модели сгорания

Ядром расчета рабочего процесса является модель сжигания, которая описывает выделение химической энергии в камере сгорания. Существует три класса моделей. Это нульмерные модели, феноменологические модели и трехмерные модели (Boulouchos, 1984) [20]. В этом порядке глубина модели, сложность, а также усилия по решению уравнений, описывающих модель, увеличиваются (Merker, 2001) [21].

1.4.1 Нульмерные модели сгорания

В нульмерных моделях описание процесса горения основано на эмпирических подходах. В случае простых однозонных моделей нет пространственного разрешения давления, температуры и состава переменных состояния. Давление и температура рассчитываются на основе сохранения энергии, уравнения непрерывности и теплового уравнения состояния заряда цилиндра. Однозонные модели достаточны для расчета энергетических

рабочих переменных и для исследования поведения двигателя. Если эти модели расширены второй зоной, создается нульмерная двухзонная модель. Здесь камера сгорания делится на несгоревшую и сгоревшую зону, которые разделяются на фоне безмассовой мнимой зоны пламени. Хотя тепловыделение от сжигания также происходит в этих моделях в виде суррогатной истории топлива, при условии однородного заряда, временные характеристики температуры и состава для каждой зоны могут быть определены отдельно. Эта информация может быть использована для расчета образования NO, возникающего в зоне после пламени для сгоревшей зоны на основе расширенного механизма Зельдовича (Heider, 1996, Merker, 2001, Zitzler, 2004) [20, 21, 22]. Для этих моделей время расчета для цикла высокого давления значительно меньше одной секунды.

Для того, чтобы вычислить рабочее поведение двигателя в широком характеристическом поле, Цицлер (Zitzler, 2004) [23, 24] использует метод Woschni и Anisits (Woschni, 1973) [29, 30], основанный на параметрах выбора известной рабочей точки. Параметр описан в зависимости от рабочих параметров двигателя. Основываясь на этой процедуре, Цицлер выпускает модели эмпирического сжигания для бензиновых двигателей с неразделенной камерой сгорания, бензиновыми двигателями с предкамерным двигателем и реактивными двигателями с дизельным двигателем с неразделенной камерой сгорания на основе процессов сжигания с замедленным сжижением. Эти модели позволяют предсказать параметры тепловыделения при старте горения, длительности горения и формфактора m с помощью полиномов третьей степени на основе измеренной рабочей точки в зависимости от времени зажигания.

Начало впрыска, отношение воздуха к воздуху, температура нагнетаемого воздуха, нагрузка и скорость для разных топливных газов. Prager передает модель предкамера от Zitzler, которая применяется к двигателям с продувочным топливным газом, предварительно продуваемым с помощью свечей зажигания, к самовоспламеняющемуся процессу PGI,

разработанному MAN Diesel SE (Prager, 2010) [25]. В этом методе зажигание происходит на свече накаливания после локального оповещения в прихोजей через клапан впрыска газа высокого давления. Эмпирически построенная модель также описывает изменение параметров вибрации в виде многочленов, в результате чего была предпринята попытка заменить многочлены третьей степени полиномами второй степени или линейными отношениями. Таким образом, стабильность модели была увеличена на краю области. Основное внимание в моделировании уделялось высоким индексированным средним давлениям до 22,4 бар. Так как в этом рабочем диапазоне пределы срабатывания и пропусков очень близки друг к другу, была реализована модель для оценки этих двух рабочих пределов, которая основана на предреагентном состоянии заряда и основана на соображениях Францке (Franzke, 1981) [26].

Поскольку кривые сжигания с простой вибрацией не могут отображать ускорение искры горения, характерное для двигателей предкамера, Bonnevie-Svendsen расширяет модель сгорания предкамера Zitzler и вводит резервное выгорание с двойной вибрацией (Bonnevie-Svendsen, 2009) [27]. Первый набор параметров вибрации описывает тепловыделение, вызванное сжиганием перед камерой, а второе - основным горением. Чтобы улучшить масштабируемость модели по отношению к различным смещениям, зависимость от скорости была заменена функцией средней скорости поршня. Кроме того, были исключены полиномы для описания влияющих факторов вибрации и вместо этого использовались энергетические и экспоненциальные функции, учитывающие физику, лежащую в основе параметров влияния. Таким образом, поведение экстраполяции может быть улучшено по сравнению с теоремой о полиноме.

Если физико-химические отношения более подробно описаны в модели сгорания, то вы попадаете в следующую более сложную модельную категорию - феноменологические модели.

1.4.2 Феноменологическое моделирование

Феноменологические модели представляют собой вычислительные модели, которые могут предсказать сгорание в зависимости от характерных физических и химических явлений, таких как - в случае бензиновых двигателей - зажигание, скорость ламинарного горения, интенсивность турбулентности и распространение пламени. Часто камера сгорания пространственно разделяется на несколько зон различной температуры и состава. Поэтому говорят и о квазимерных моделях. Явное решение турбулентного трехмерного поля потока преднамеренно опущено, чтобы сохранить время вычислений для цикла высокого давления в интервале секунд.

Чтобы предсказать выделение тепла в предварительно смешанных, турбулентных камерах сгорания, разработанных Блазирдом и Кекем (Blizard, 1974) [28] и Tabaczynski U.A. (Табачинский, 1977) [29] установил модель увлечения. Он основан на формулировке турбулентной скорости проникновения как суммы ламинарной скорости горения и интенсивности турбулентности. Характерная временная шкала, образованная из отношения меры интегральной длины к скорости ламинарного горения, в конечном итоге определяет фактическое преобразование массы в зависимости от массы, ранее записанной передним фронтом пламени, за вычетом уже сгоревшей массы. Поверхность фронта пламени считается полусферической и рассчитана как функция геометрии камеры сгорания. Bargende и Grill взяли эту модель и расширили ее, чтобы можно было вычислить процесс сжигания двигателей с полностью изменчивым клапаном на всей площади карты (Grill, 2006b) [22]. Для расчета фронтальной поверхности пламени рекомендуется слегка эксцентрично увеличивать свечу зажигания по сравнению с фактическим положением. Таким образом, фаза выгорания хорошо

представлена, так как фронт пламени не гаснет в то же время при достижении стенки цилиндра по всей окружности ружей.

Кох имитирует предварительно смешанное гомогенное горение аналогичным образом, но не вводит конечную зону пламени и определяет поверхность фронта пламени не как функцию геометрии камеры сгорания, а в виде обратного расчета (Koch, 2002) [13]. Для этой цели дифференциальные уравнения, описывающие сгорание, настолько преобразуются, что поверхность фронта пламени может быть рассчитана с известным давлением и историей сгорания. Для дальнейших расчетов затем определяется поверхность фронта пламени, определяемая таким образом. Далее Lämmle развивает модель (Lämmle, 2005) [12] и добавляет модель турбулентности и отношение к расчету скорости ламинарного горения природного газа (Witt, 2000) [11]. Это предсказало эксплуатационное поведение автомобильного двигателя, работающего на природном газе.

Chmela описывает модель для расчета кривой скорости горения непосредственно воспламененного газового двигателя (Chmela, 2006, Schlick, 2009, Jobst, 2005) [9, 10, 11]. Моделирование задержки зажигания основано на сочетании подхода Аррениуса, который описывает увеличение концентрации радикалов и подход Магнуссена для описания влияния турбулентности. Начало горения достигается, как только концентрация свободных радикалов превышает определенный уровень. Из-за сильного влияния плотности турбулентности на скорость горения используется теория турбулентного горения Магнуссена (Магнуссен, 1976). Модель учитывает фактическую толщину фронта пламени, а объем фронта пламени распространяется при турбулентной скорости пламени. Формулировка турбулентной кинетической энергии является существенной составляющей.

Для крупных предварительных газовых двигателей Chmela представляет новую модель горения (Chmela, 2007), которая основана на работе Коха (Koch, 2002). В этой модели плотность турбулентности и скорость горения для предварительной камеры и основной камеры сгорания

описаны отдельно. В предкамере задержка зажигания рассчитывается как в модели для неразделенных камер сгорания (Chmela, 2006). Сжигание в основной камере сгорания начинается, когда фронт пламени достигает отверстий перелива.

1.4.3 Трехмерное моделирование

Трехмерные модели позволяют пространственно-временное рассмотрение соответствующих переменных поля потока. Они отличаются от феноменологических моделей тем, что поле турбулентного течения явно указано и решено. Для этого существуют разные методы. При прямом численном моделировании (DNS) поле потока полностью разрешается пространственно и временно. Это является значительным усилием для турбулентных потоков, поэтому в настоящее время невозможно предсказать, когда этот метод может быть использован для внутренних процессов двигателя (Pischinger, 2002).

В контексте крупномасштабных симуляций (Large Eddy Simulation, LES) поле потока дискретизируется только до такой степени, когда крупные вихревые структуры непосредственно разрешаются и моделируются небольшие структуры. Расчетные усилия для таких симуляций значительны, но расчет внутренних процессов двигателя возможен в принципе (Pischinger, 2002).

Еще более уменьшая уровень детализации, мы приходим к подходам статистического расчета (Рейнольдс-усредненный Навье-Стокс, RANS). В этом методе мгновенные значения скорости и давления в уравнениях Навье-Стокса заменяются добавлением средней и статистической вариации. Для решения систем уравнений необходимо моделировать турбулентность. В зависимости от используемого программного пакета можно рассматривать не только поток, но также распространение пучка, испарение, сжигание и образование загрязняющих веществ. Вычислительные усилия для этого

метода управляемы с доступными в настоящее время компьютерами, так что он приобрел значение в промышленных приложениях в последние годы. Sixel показывает, что с помощью этого метода можно исследовать даже сложные внутренние двигательные процессы предкамерных двигателей (Sixel, 2003). Химические процессы рассчитываются по модели Магнуссена. Однако расчетное время для рабочего цикла все еще находится в диапазоне от часов до нескольких дней даже при более простых топологиях камеры сгорания, поэтому трехмерное моделирование менее подходит для широких вариаций параметров. Кроме того, эти модели требуют подробных данных ввода и геометрии, которые пока недоступны на ранних стадиях разработки двигателя.

1.5 Термодинамическое моделирование системы горения

В этой работе создаются данные индексирования, полученные на стенде, с помощью анализа кривой давления (DVA) и моделей сгорания для расчета рабочего процесса (APR). В обоих случаях система камеры сгорания моделируется нульмерно. Поэтому основные уравнения, на которых основаны эти модели, представлены ниже. В каждом подразделении обрабатываются конкретные особенности расчета рабочего процесса и анализа профиля давления. Камера сгорания считается термодинамической системой, ограниченной головкой цилиндра, клапанами, гильзой цилиндра и поршнем. Впускной и выпускной клапаны, а также утечка в поршневом кольце приводят к потере массы в систему или из системы, выходящей за пределы системы. То же самое относится к потокам тепловой энергии стен и работе по изменению объема поршня (рисунок 1.1). Предполагается, что такое же давление преобладает внутри камеры сгорания системы во всех местах

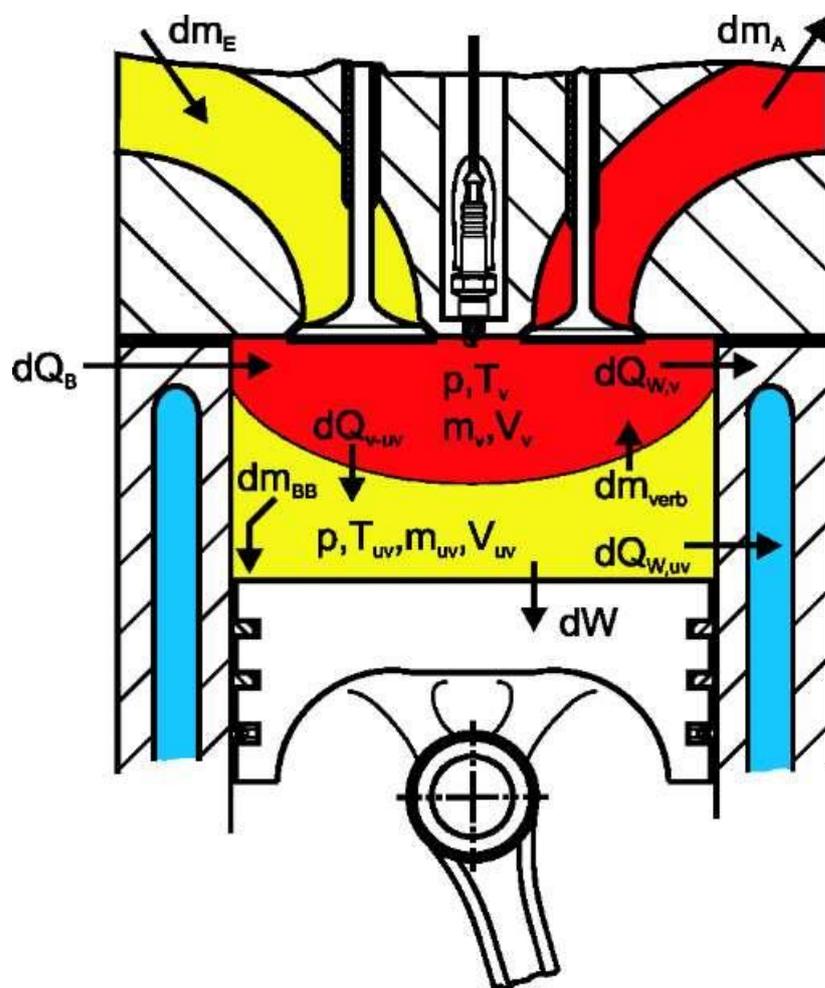


Рисунок 1.1 - Двухзонное моделирование системы камеры сгорания

Система камеры сгорания может быть разделена на несколько зон. Под зоной понимается однородная подобласть системы, в которой температура и состав газа постоянны. Если система состоит из нескольких зон, то сумма расширенных переменных состояния в отдельных зонах должна соответствовать обширному состоянию системы. Это означает, что каждой зоне системы должна быть назначена зона, и зоны не должны перекрываться (Grill, 2006a). В простейшем случае система состоит из одной зоны. В этом случае система считается однородной. Один из них говорит об одном соображении. Для моделирования горения системы часто рассматриваются в двухзонной форме и проводится различие между холодной, несгоревшей зоной и горячей, сжигаемой зоной (рисунок 1.1).

Существующие методы оценки смещения датчика при измерениях давления в цилиндре (наложение под давлением) можно разделить на две

группы; методы, требующие дополнительной ссылки на абсолютное давление, и методы, которые используют кривую политропного сжатия. Эти методы сравниваются в [11].

Дополнительные опорные методы абсолютного давления. Идея этих методов заключается в том, что в течение некоторой части цикла давление во впускном коллекторе и давление в цилиндре равны. Таким образом, метод состоит в том, чтобы в среднем выполнить ряд последовательных измерений давления вблизи этой точки цикла и сравнить их с усредненным измерением давления во впускном коллекторе одновременно. Так как давление должно быть равным, можно определить смещение датчика. Одна из проблем, связанных с этим методом, заключается в том, как определить, в какой точке цикла равны давления. Это, скорее всего, придется провести экспериментально во всем диапазоне нагрузки / скорости двигателя, что будет наиболее трудоемким. Еще одним недостатком подхода, если стоит проблема, является то, что для этого требуется другой датчик. Датчик также должен иметь достаточно высокую пропускную способность, поскольку он должен решить соответствующую часть цикла.

Политропные методы сжатия. Эти методы используют тот факт, что часть такта сжатия четырехтактного двигателя после закрытия впускного клапана и до начала горения в точности представлена политропической кривой сжатия. Существует два существующих метода, описанных в [11], один из которых использует фиксированный политропный показатель, и тот, который использует различный показатель политропии. Оба метода используют две пары совпадающих значений давления цилиндра и объема камеры сгорания и соответствуют кривой политропного сжатия для этих значений. Политропное сжатие может быть определено:

$$pV^k = p_0V_0^k = C \quad (1.1)$$

где k - политропный показатель;

C - постоянная в процессе сжатия.

Теперь, если измерение датчика обозначено через p_m , а смещение обозначено Δp , давление цилиндра может быть выражено как:

$$p = p_m - \Delta p \quad (1.2)$$

$$p_m - \Delta p V^k = C \quad (1.3)$$

Предполагая, что k известно, есть два неизвестных: Δp и C . Эти неизвестные могут быть точно определены с использованием двух совпадающих пар измерений давления / объема.

При использовании изменяющихся во времени политропных показателей значение k обычно считается функцией состава заряда и температуры. Недостатком этого метода является то, что он опирается только на два измерения давления и соответствует им экспоненциальной кривой. Таким образом, шум, присутствующий в этих измерениях, будет присутствовать и в оценках C и Δp . Фактически, дисперсия оценки Δp будет немного выше, чем дисперсия измерений давления. В этом случае, поскольку интенсивность колебаний постоянно изменяется во время сжатия, нельзя также использовать среднее количество последовательных измерений для снижения уровня шума.

1.6 Применение водорода в качестве активатора процесса сгорания углеводородных топлив

Применение водорода в качестве активатора процесса сгорания углеводородных топлив является одним из основных перспективных направлений развития современного автомобилестроения. При этом, как

показывает обзор литературы, в настоящее время значительное внимание уделяется исследованию процесса сгорания метановоздушных смесей с добавками водорода. Данное направление исследований объясняется возможностью добавки водорода в сжатый природный газ (СПГ) непосредственно на газонаполнительных станциях, что позволяет избавиться от дублирующих систем питания на борту автомобиля, тем самым снижая себестоимость и повышая эффективность применения добавки водорода.

Добавка водорода к природному газу, оказывает существенное влияние на развитие и протекание процесса сгорания. Одной из основных причин увеличения мощности двигателя на природном газе является повышение скорости и стабильности процесса сгорания, что особенно важно при работе на бедных смесях. Результаты проведенных исследований теоретического предела обеднения метановодородовоздушных смесей показали, что добавка водорода позволяет значительно увеличить нижний концентрационный предел распространения пламени и, следовательно, применить качественное либо смешанное регулирование мощности.

В настоящее время двигатели внутреннего сгорания доминируют над другими энергетическими установками в транспортном секторе. При этом другие альтернативные решения исполнения энергетических установок, такие как топливные элементы, применяемые в качестве источника энергии для транспортного средства, привлекают все больше внимания и конечно станут актуальными в будущем, но в настоящее время традиционный двигатель внутреннего сгорания с его высокой удельной мощностью и широким диапазоном регулирования является доминирующим во многих секторах промышленности и транспорта. И современные исследования показали, что потенциал этой технологии еще не исчерпан. Непрерывно идет развитие технологий автомобильных ДВС. Одно из перспективных направлений это создание системы электронного контроля и управление процессом сгорания, но для его эффективного осуществления необходимо устройство получающее информацию о протекании процесса сгорания он-

лайн, непосредственно из камеры сгорания. Различные варианты существуют для этой цели, например датчики давления или волоконная оптика. Датчик ионизации, является самым рентабельным способом решить данную проблему.

Ионизация во фронте племени активно изучалась в течение 1950-ых и 60-ых, когда цель состояла в том, чтобы оптимизировать физико-химические и гидродинамические преобразования энергии и понять формирование ионизированных газов, например в газотурбинных и реактивных двигателях ракет и самолетов. Так исследования Аравина, Иноземцева, Соколика, Семенова и др. в области изучения электропроводности пламени в условиях сферической бомбы и ДВС показали, что ионный ток приобретает резкий скачок в момент соприкосновения фронта пламени с электродами ионизационного зонда и падает практически до нуля, несмотря на дальнейшее повышение температуры и давления в камере сгорания. По результатам этих исследований были разработаны и внедрены в производство системы контроля воспламенения и горения ТВС в топках и камерах сгорания авиационных двигателей.

В течение прошлого десятилетия появилось еще одно направление использования ионизационных датчиков для диагностирования процесса сгорания в двигателях внутреннего сгорания. В качестве датчиков, как правило, использовалась свеча зажигания, которая не в состоянии показать и отразить всю сложность протекания физико-химического процесса сгорания. В этом случае исследуются характеристики распространения пламени в очень ограниченном объеме в начале основной фазы сгорания и остаются неисследованными процессы в конце основной фазы сгорания, которые определяют токсичность по несгоревшим углеводородам и во многом по оксиду азота. Т.е. подобная методология не пытается использовать богатую информацию о процессе сгорания, заложенную в характере изменения ионного тока в различных зонах КС.

Проводимые исследования направлены на решение важной научной задачи, связанной с получением новых знаний о процессе сгорания в условиях ДВС. Где предлагается подтверждение гипотезы о возможности получения значительного объема информации о процессе сгорания в условиях ДВС, практически безинерционно с помощью явления электропроводности пламени углеводородных топлив.

1.7 Использование добавки водорода в природный газ для повышения эффективности процесса сгорания и снижения токсичности ОГ

Компания Nuvera Fuel Cells, Inc запатентовала систему приготовления и хранения водородного топлива для питания ДВС, работающего на метане (Рисунок 1.2). Водородсодержащий газ вырабатывается в термическом реакторе, сжимается в компрессоре и хранится под давлением. Компрессор приводится от ДВС.

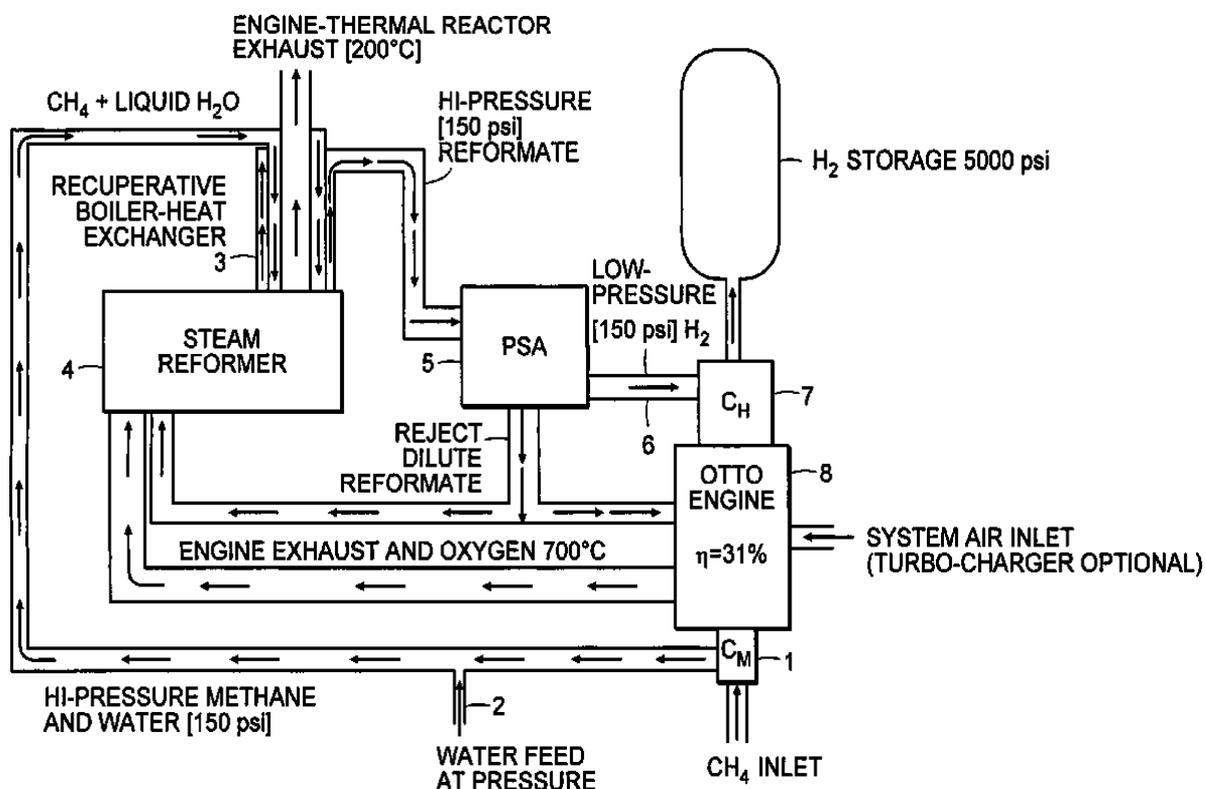


Рисунок 1.2 - Система приготовления и хранения водородного топлива для питания ДВС, работающего на метане

Компания Тума, Inc. запатентовала систему приготовления водородного топлива из смеси воздуха, воды и углеводородного топлива, например, метана, для питания силового агрегата автомобиля, например, ДВС или системы топливных элементов (Рисунок 1.3).

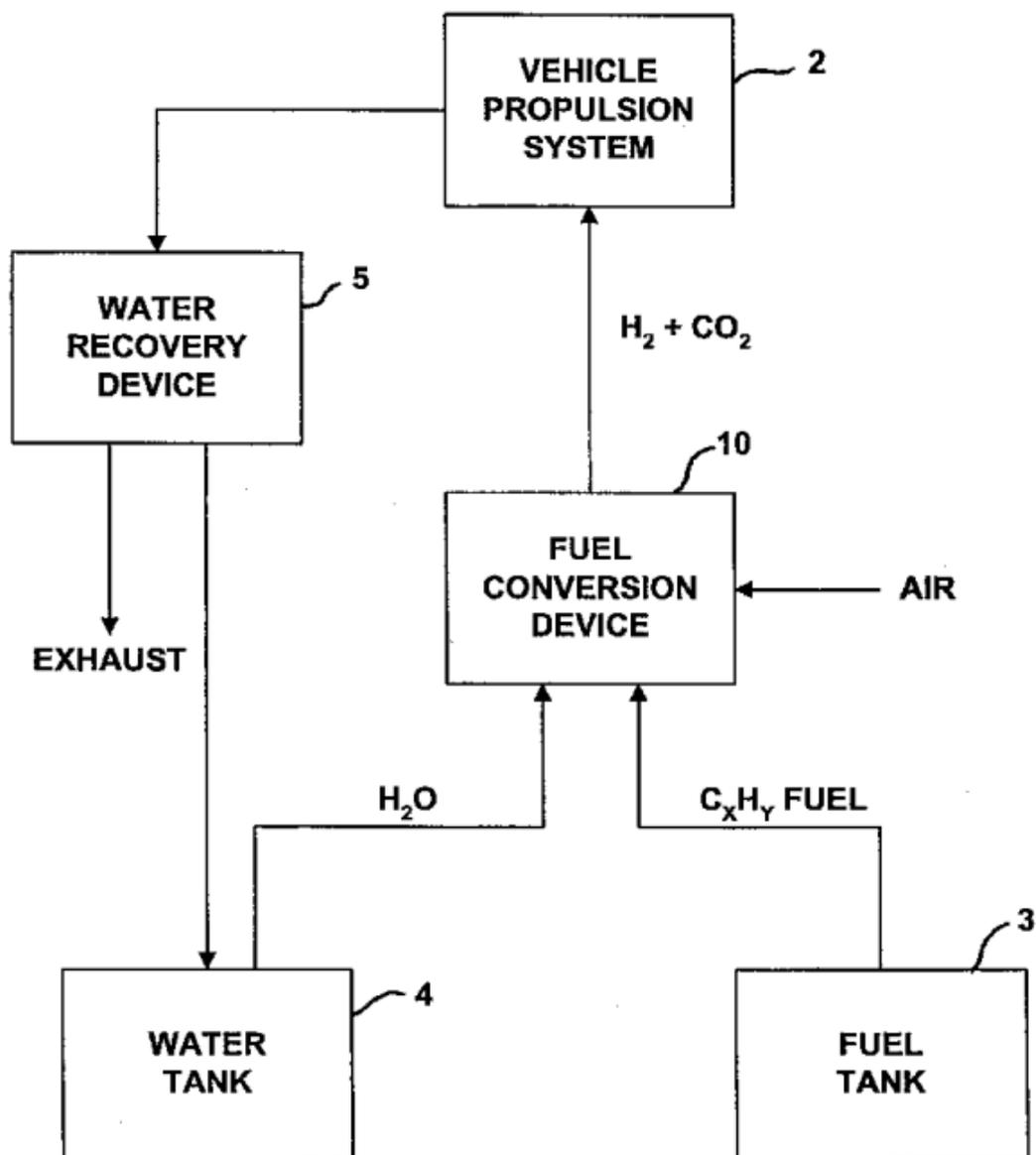


Рисунок 1.3 - Система приготовления водородного топлива из смеси воздуха, воды и углеводородного топлива, например, метана, для питания силового агрегата автомобиля

ГЛАВА 2 Краткая характеристика используемого экспериментального оборудования

2.1 Описание экспериментальной установки

Основные экспериментальные испытания проводились на УИТ-85 показанной на рисунке 2.1.

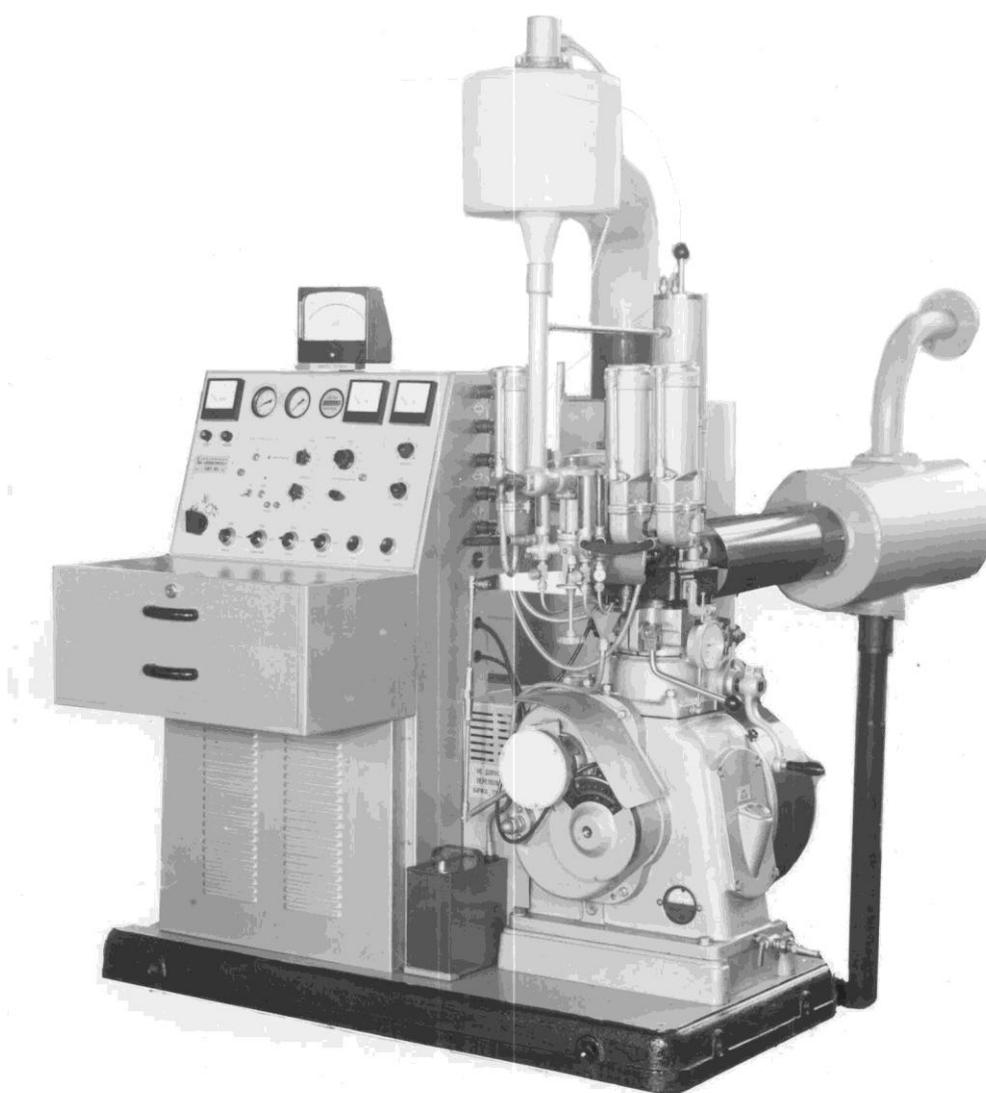


Рисунок 2.1 – Общий вид одноцилиндровой установки УИТ-85

На рисунке 2.2 представлено схематическое изображение экспериментальной установки для исследования процесса сгорания на базе УИТ-85.

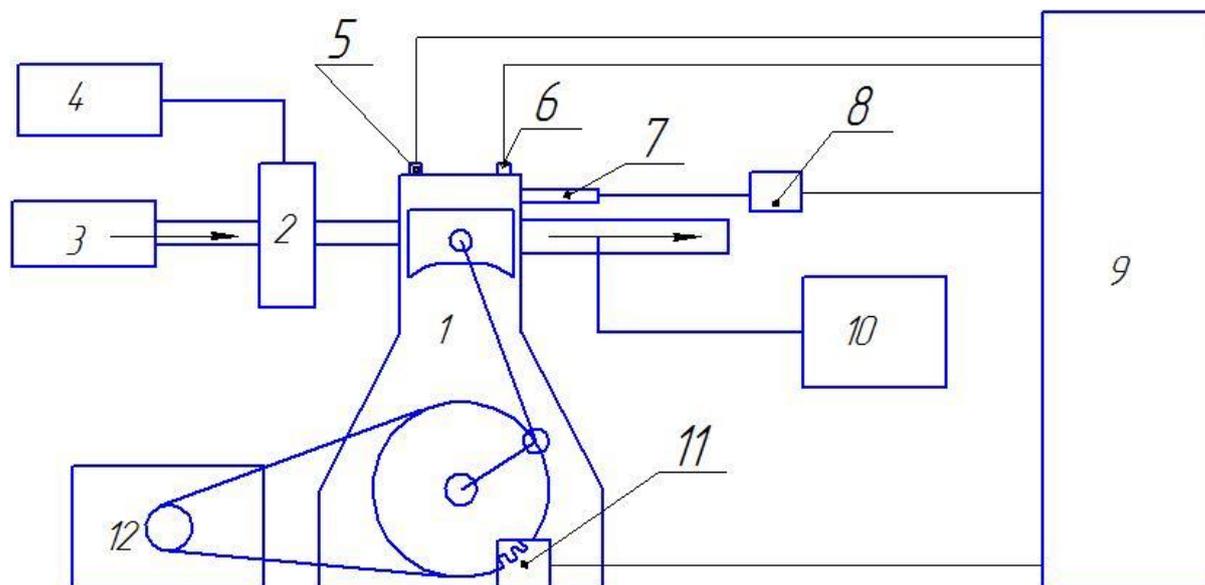


Рисунок 2.2 – Схема доработанной экспериментальной установки, где (1) УИТ-85;; (2) карбюратор; (3) система, подающая и измеряющая расход воздуха; (4) система топливоподачи с датчики расхода топлива; (5) датчик давления; (6) ионизационные датчики, (7) ионизационные датчики объединенного со свечой зажигания; (8) система фиксации искрового разряда; (9) система сбора данных; (10) газоанализатор; (11) датчик положения коленчатого вала; (12) привод коленчатого вала от асинхронного электромотора.

2.2 Методика проведения экспериментов и обработка результатов испытаний

Показания регистрировались на протяжении 20...30 с при достижении постоянства рабочего режима. В момент пуска установки осуществлялась подача водорода, которая оставалась постоянной на протяжении одного эксперимента. Были произведены эксперименты как с добавкой водорода в систему впуска, так и без нее. На основе сравнения этих экспериментов

оценивалось влияние добавки водорода в ТВС на процесс сгорания. В ходе эксперимента с установок снимались регулировочные характеристики по составу смеси при различных добавках водорода в ТВС на двух скоростных стационарных режимах.

Варьируемыми факторами при проведении эксперимента на УИТ-85 были: частота вращения коленчатого вала n в двух вариантах 600 и 900 мин^{-1} ; добавка водорода ΔH в ТВС до 15%; коэффициент избытка воздуха α от 0,8 до 1,4.

Для анализа, после исключения аномальных циклов, выбирались циклы со средним для режима давлением. Величина давления сжатия определялась по циклам с пропусками воспламенения.

В ходе обработки полученных измерительных данных обнаружено, что суммарная $\delta\alpha$ не превышает 5%. Наибольшее влияние на абсолютную погрешность оказывает расход воздуха. В случае подачи водорода $\delta\alpha$ изменялась на величину не превышающую 1%. Поэтому система измерения расхода H_2 имеет относительную погрешность 3%, что оказывает достаточно малое влияние на общую точность системы судя по величинам рассчитанных погрешностей.

Оценка погрешности сигнала с датчика давления и времени от момента подачи искры, фиксируемого датчиком свечи зажигания, до возникновения пиков сигналов ИД, проводилась после обработки экспериментов. На стационарном режиме было записано более 100 циклов. Синхронизация циклов выполнялась по моменту подачи искры в КС. Обработка записей проводилась специальной программой в программном комплексе MathCAD. Была проведена проверка соответствия распределения полученных результатов замеров нормальному закону распределения согласно ГОСТ 8.736-2011 [16, 21]:

ГЛАВА 3 Результаты стендовых исследований по теме диссертационного исследования и их анализ

3.1 Результаты экспериментального исследования проведенного на УИТ-85

Для оценки влияния состава газового композитного топлива и доли в нем водорода на показатели эффективности процесса сгорания проведем анализ индикаторных диаграмм по давлению, полученных усреднением последовательных циклов записываемых осциллографом в течении 10 сек на одном режиме работы.

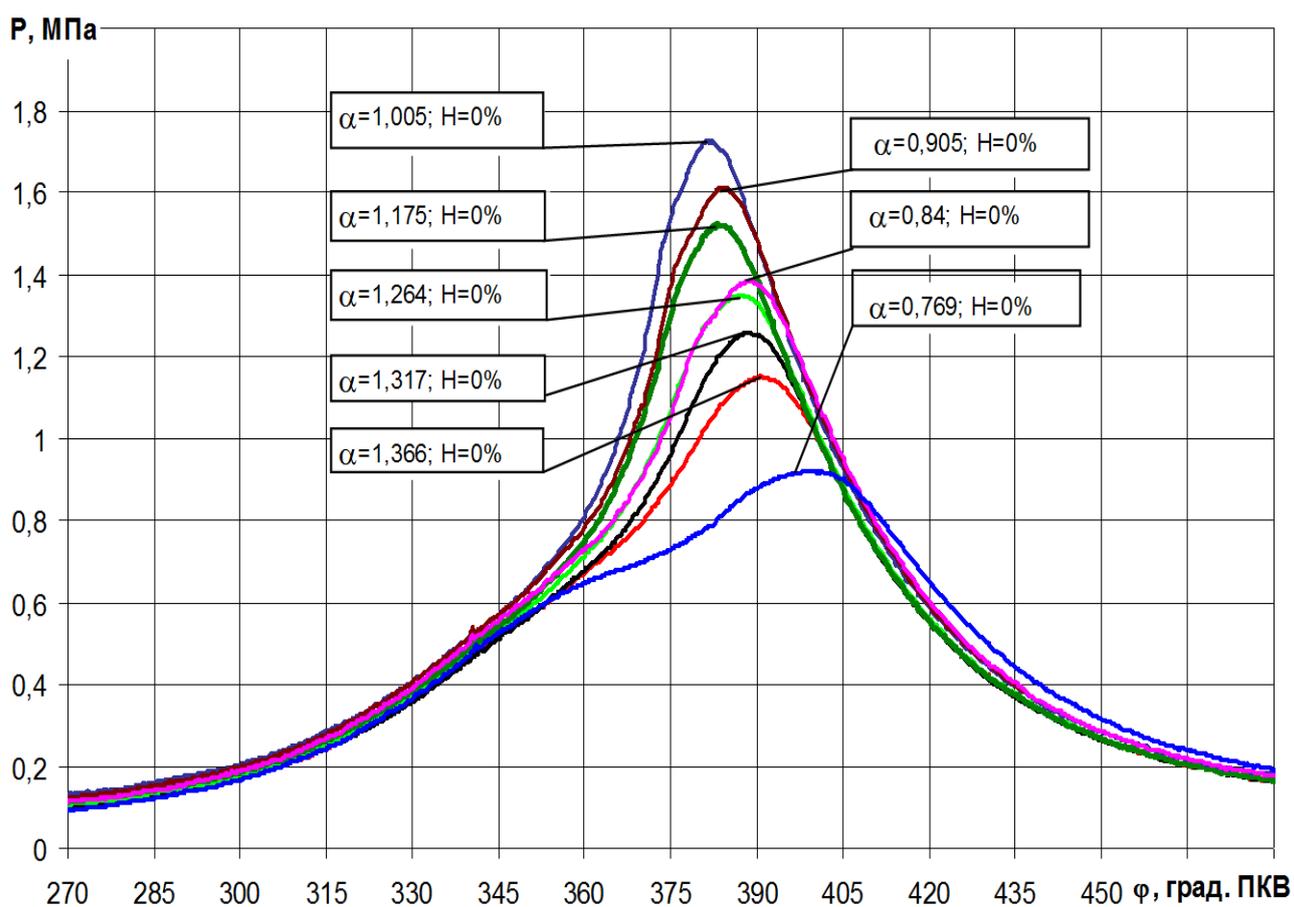


Рисунок 3.1 - Индикаторные диаграммы давления P по углу поворота КВ φ в процессе сгорания для УИТ-85 при различных действительных коэффициентах избытка воздуха при работе на СПГ = 100%

На рисунках 3.1, 3.2, 3.3 и 3.4 представлены индикаторные диаграммы давления по углу поворота КВ, полученные в процессе сгорания на УИТ-85 на режиме работы: УОЗ = 13°ПКВ, $\varepsilon = 7$, $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ для различных α и составов газового композитного топлива с долей водорода 0, 5, 10 и 15%.

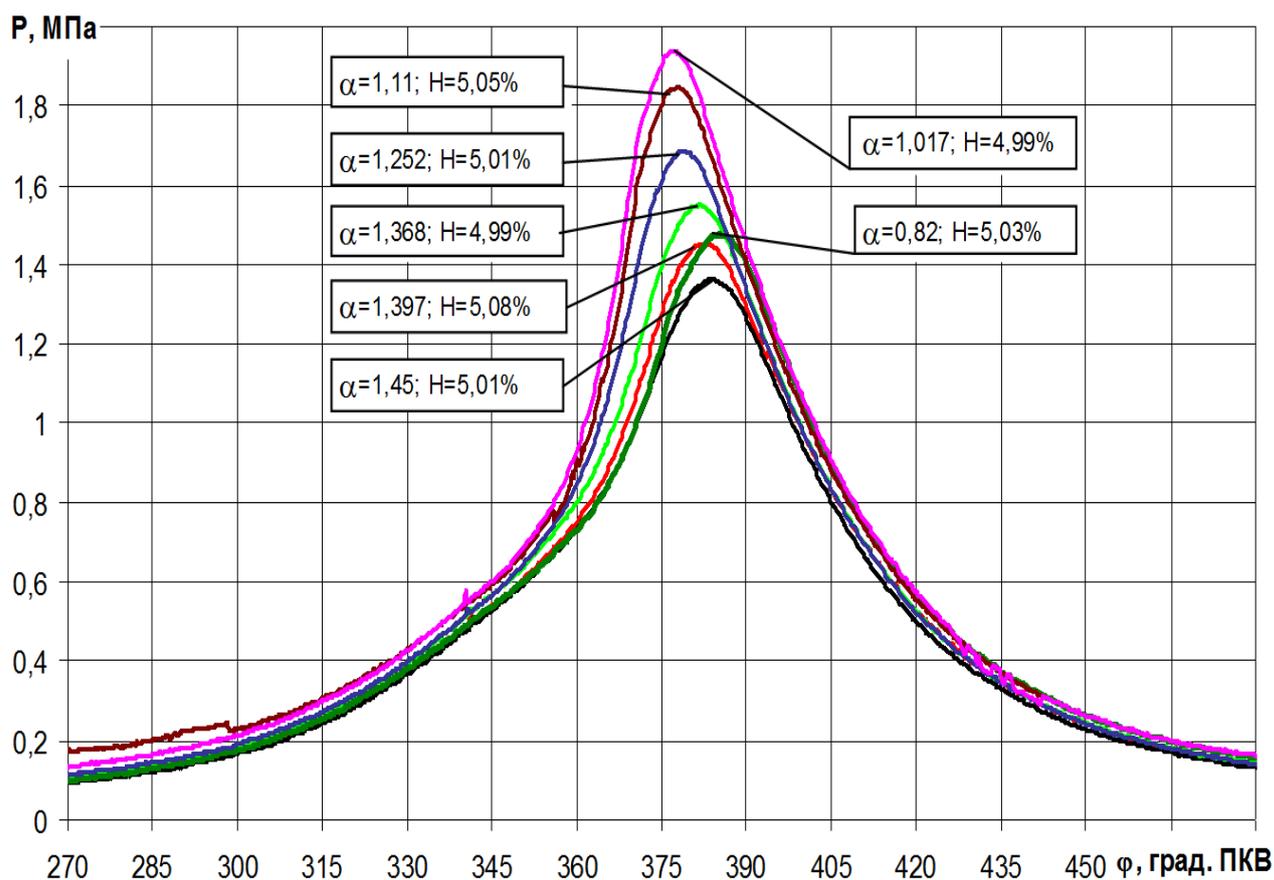


Рисунок 3.2 - Индикаторные диаграммы давления P по углу поворота КВ φ в процессе сгорания для УИТ-85 при различных действительных коэффициентах избытка воздуха для композитного топлива при работе на СПГ = 95%, $H_2 = 5\%$.

Из анализа индикаторных диаграмм давления мы видим, что увеличение доли водорода приводит к росту максимального давления в цилиндре двигателя, обеспечивает повышение интенсивности тепловыделения, тем самым достигается большая скорость нарастания давления. Причем, влияние водорода на улучшение динамики теплоподвода

отчетливо видно как для составов смеси имеющих избыток кислорода, так и для составов смеси с недостатком кислорода, т.е. во всем диапазоне исследуемых составов смеси.

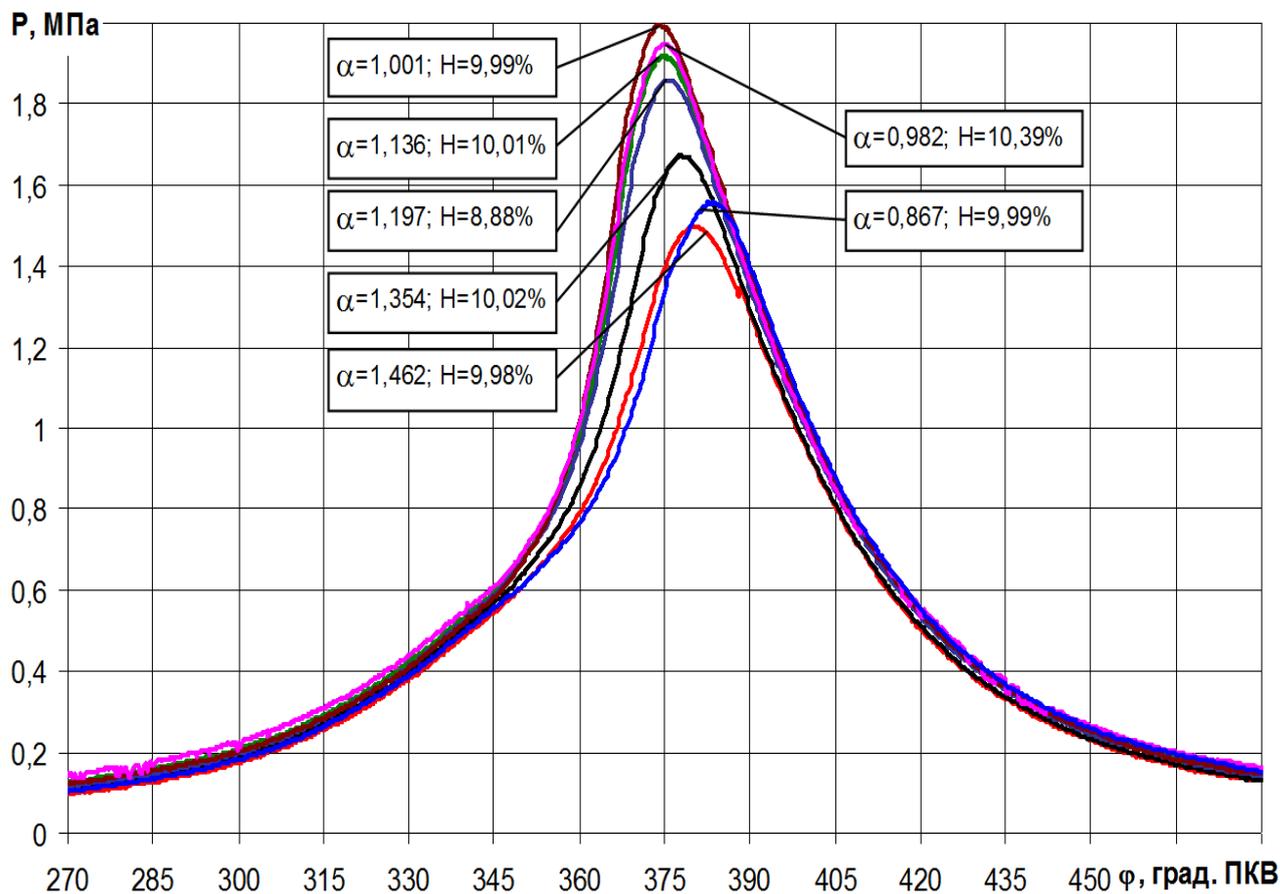


Рисунок 3.3 - Индикаторные диаграммы давления P по углу поворота КВ φ в процессе сгорания для УИТ - 85 при различных действительных коэффициентах избытка воздуха для композитного топлива при работе на СПГ= 90%, $H_2 = 10\%$

Для большей наглядности влияния доли водорода в газовом композитном топливе на изменение давления в процессе сгорания, построим графики зависимости максимального давления от действительного коэффициента избытка воздуха с долей водорода в композитном топливе 0, 5, 10 и 15%. Режим работы: УОЗ = 13°ПКВ, $\varepsilon = 7$, частота вращения $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ - рисунки 3.5 и 3.6 соответственно [13,17].

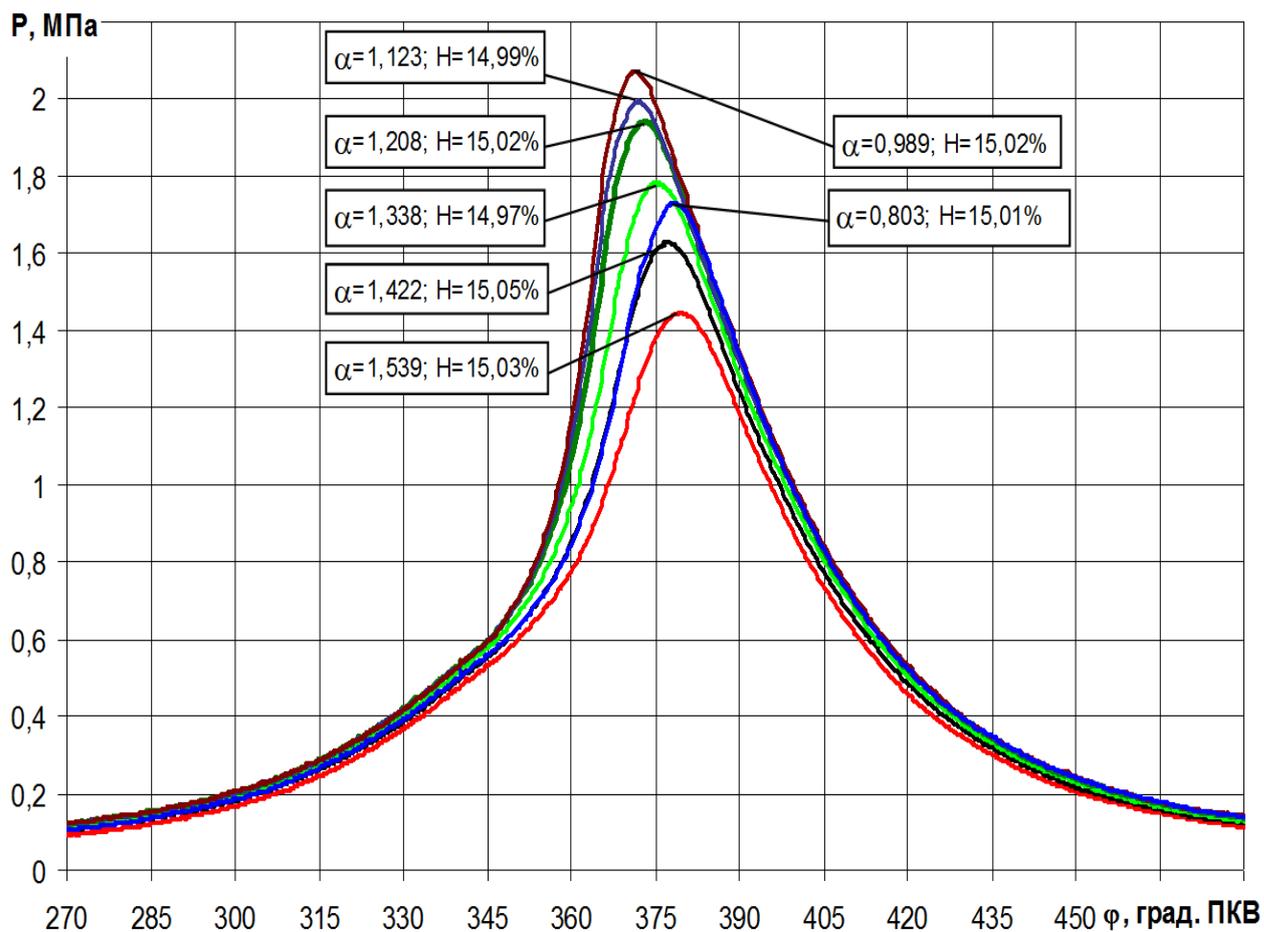


Рисунок 3.4 - Индикаторные диаграммы давления P по углу поворота КВ φ в процессе сгорания для УИТ - 85 при различных действительных коэффициентах избытка воздуха для композитного топлива при работе на СПГ = 85%, H_2 = 15%

Из рисунка 3.5 видно, что при массовой доле 5% водорода в композитном топливе, максимальное давление в процессе сгорания повышается примерно на 0,2 МПа, в то время, как при увеличении доли водорода ещё на 5% максимальное давление повышается в среднем еще на 0,1 МПа.

Таким образом, при увеличении доли водорода с 0 до 5, 10 и 15%, обеспечивается повышение давления в среднем на 0,18, 0,3 и 0,4 МПа соответственно, при неизменных остальных параметрах, таких как степень сжатия, угол опережения зажигания, частота вращения КВ. Данные

результаты показывают, что увеличение доли водорода приводит к увеличению скорости сгорания ТВС, тем самым сгорание происходит быстрее в меньшем объеме КС, что и приводит к увеличению максимального давления и следовательно температуры в КС, приводя к росту концентрации NO_x в отработавших газах [13].

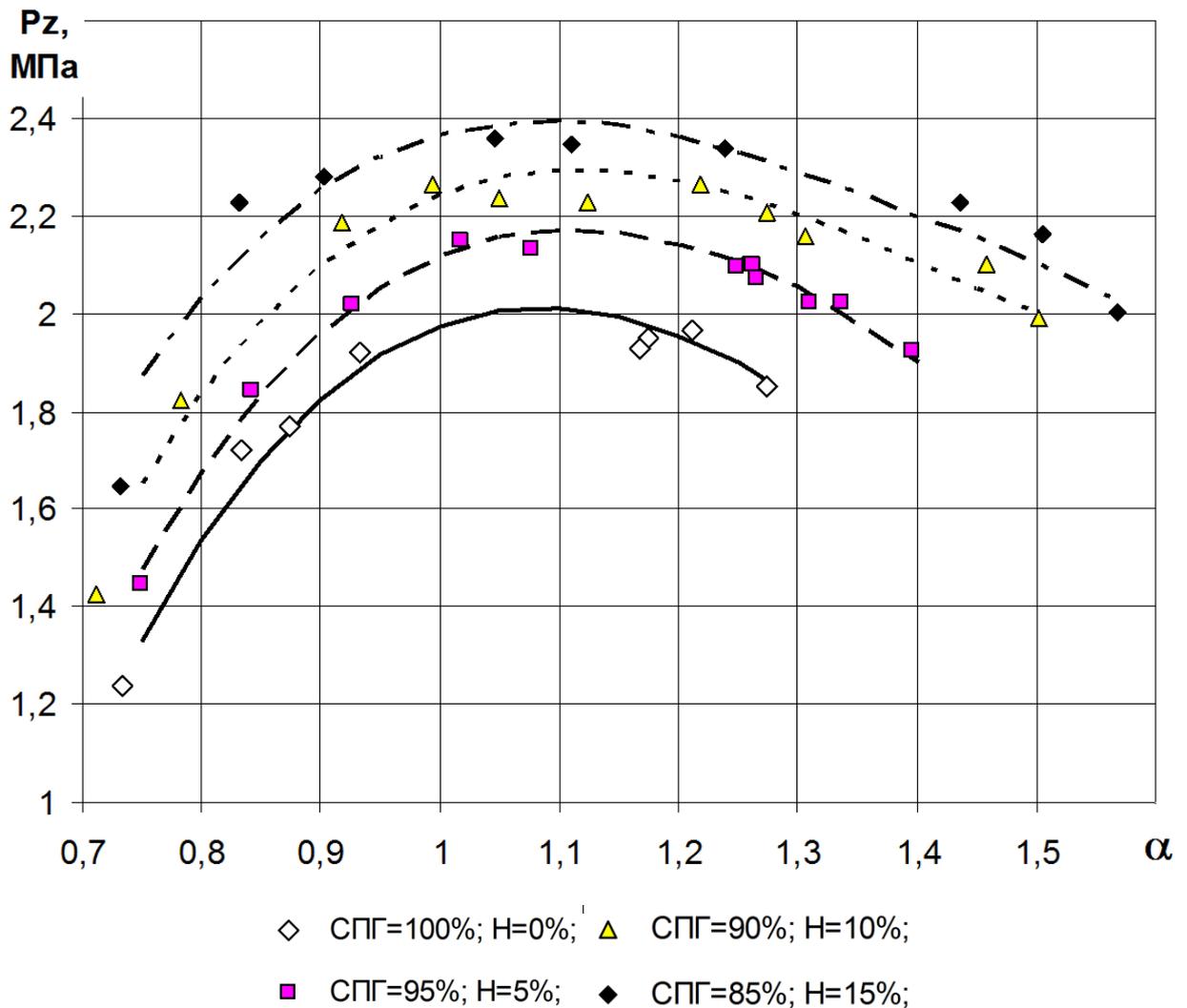


Рисунок 3.5 - Взаимосвязь максимального давления в камере сгорания P_z установки УИТ-85 с α при работе на композитном топливе с долей водорода 0, 5, 10 и 15%. Режим работы: УОЗ = 13°ПКВ, $\varepsilon = 7$, $n = 600 \text{ мин}^{-1}$

Анализ влияния изменения доли водорода в композитном топливе на максимальное давление в процессе сгорания (см. рисунок 3.5 и 3.6) показал, значительное увеличение максимального давления в цикле, что может

повысить эффективность процесса сгорания. Так, оценивая влияние увеличение доли водорода с 0 до 10% в газовом композитном топливе для $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ получено, что максимальное давление с долей водорода в 10% при $\alpha \approx 1.4$ соответствует максимальному давлению без водорода при $\alpha = 1$.

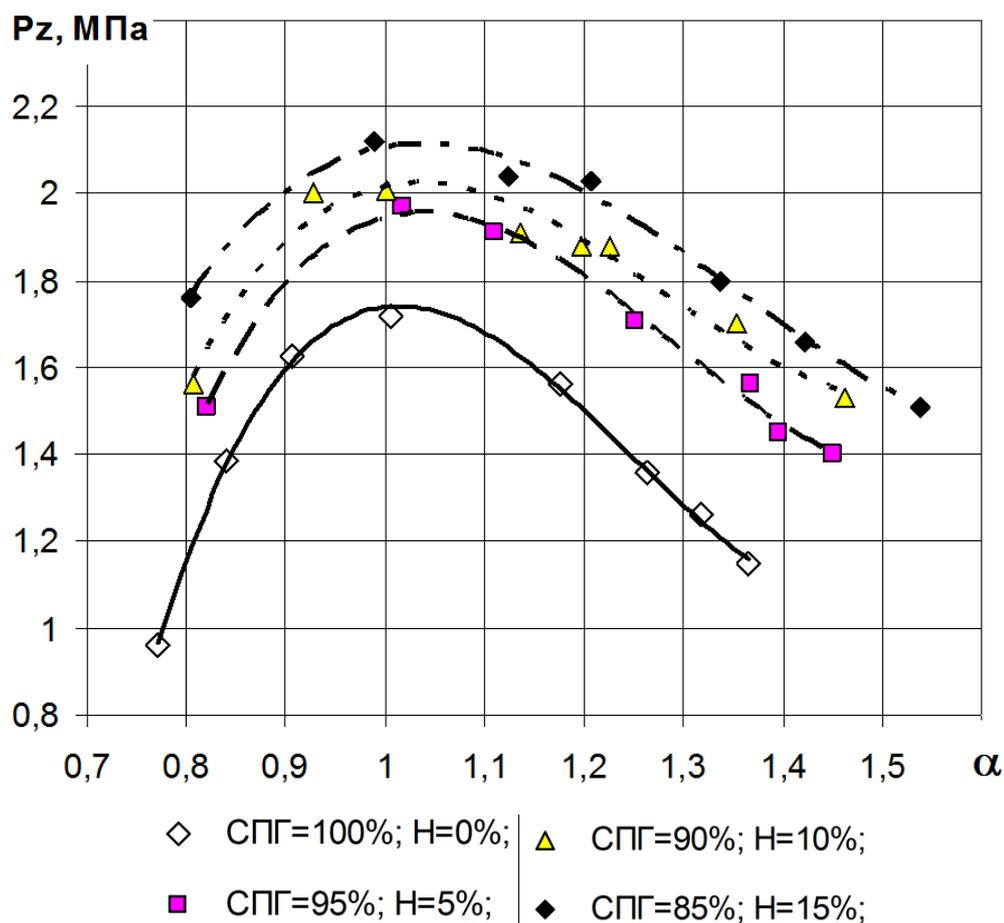


Рисунок 3.6 - Взаимосвязь максимального давления в камере сгорания P_z установки УИТ-85 с α_d при работе на композитном топливе с долей водорода 0, 5, 10 и 15%. Режим работы: УОЗ = 13°ПКВ, $\varepsilon = 7$, $n = 900 \text{ мин}^{-1}$

Данные результаты показывают возможность обеднения ТВС за счет добавки водорода при сохранении эффективности протекания рабочего процесса и полноты сгорания топлива. Таким образом, добавка 10% водорода от массы топлива позволяет расширить пределы эффективного обеднения смеси с $\alpha \approx 1.2$ до $\alpha \approx 1.48$.

Пример осциллограмм давления для УИТ-85, приведен на рисунке 3.7, 3.8, 3.9 и 3.10, где можно видеть высокую цикловую повторяемость проводимых исследований.

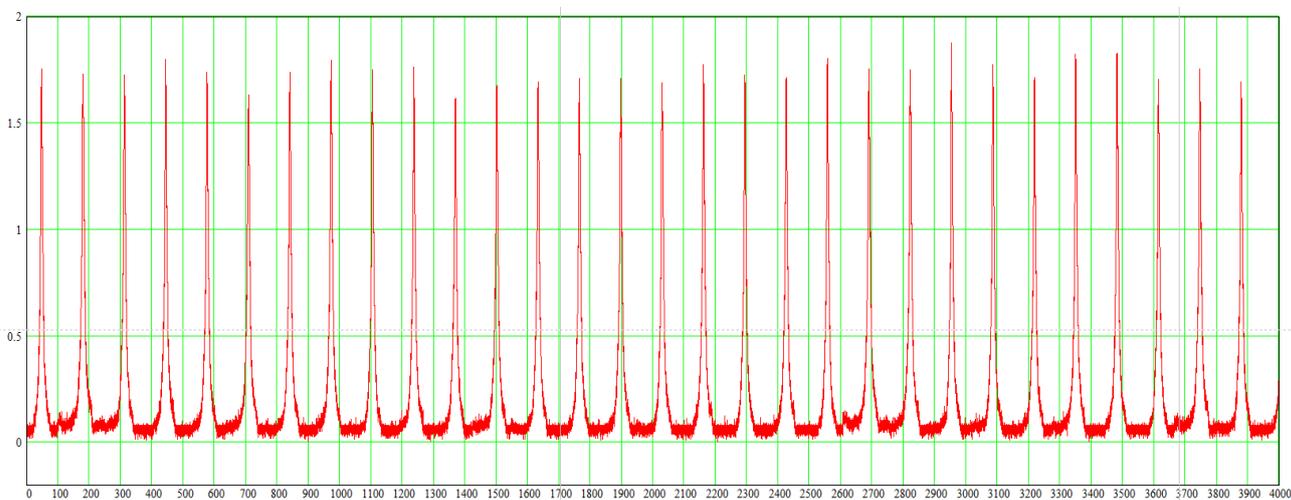


Рисунок 3.7 – Осциллограммы изменения давления в УИТ-85 при работе на СПГ=100%, $\alpha = 1,014$

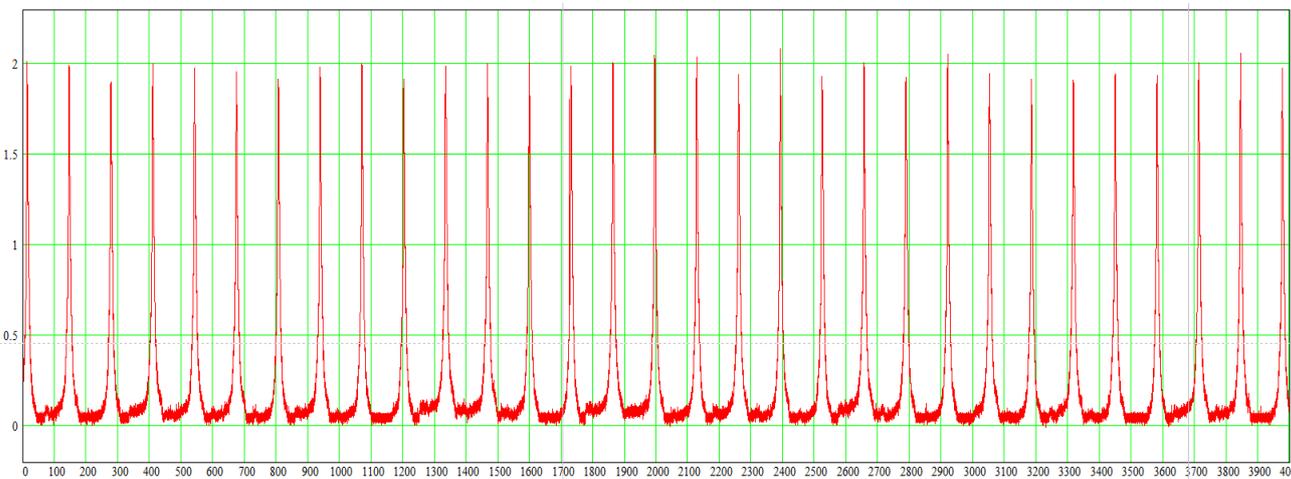


Рисунок 3.8 – Осциллограммы изменения давления в УИТ-85 при работе на СПГ=95.1%, $H_2=4.99\%$, $\alpha = 1,029$

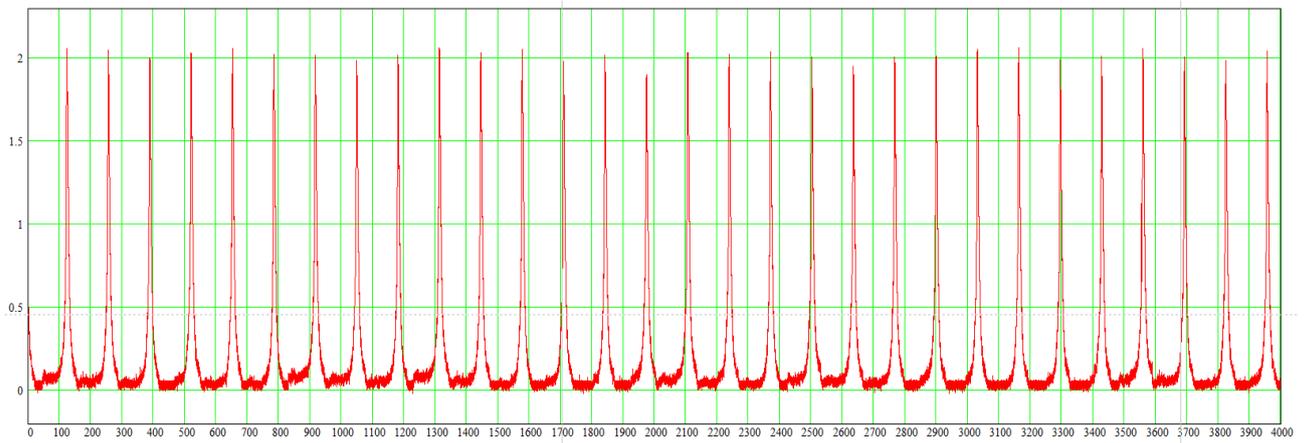


Рисунок 3.9 – Осциллограммы изменения давления в УИТ-85 при работе на
СПГ=90.01%, $H_2=9.99\%$, $\alpha = 1,009$

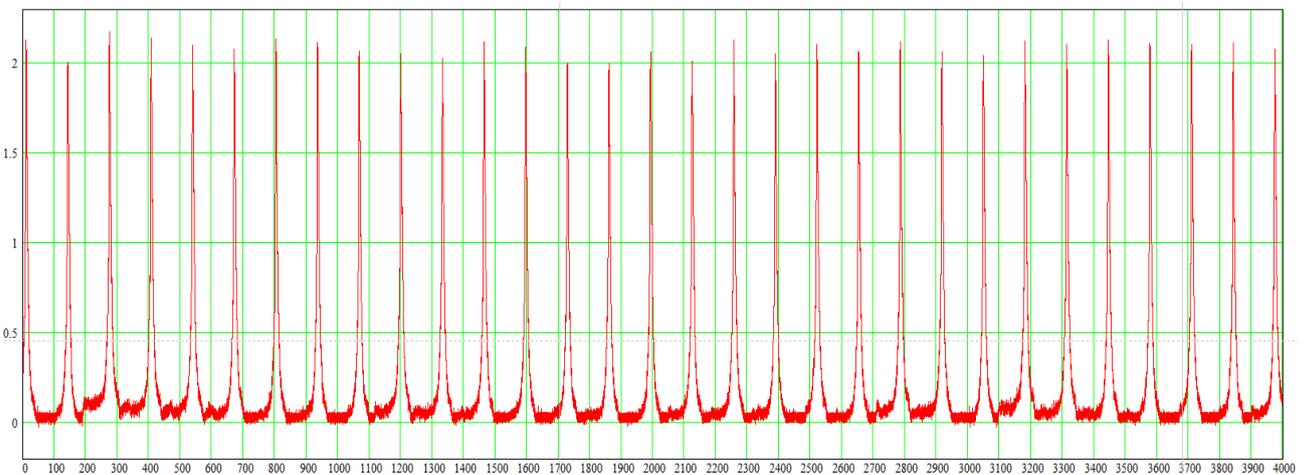


Рисунок 3.10 – Осциллограммы изменения давления в УИТ-85 при работе на
СПГ=84.98%, $H_2=15.02\%$, $\alpha = 0,992$

Глава 4 Оценка особенностей процесса тепловыделения при работе газовом композитном топливе

4.1 Проработка подходов для оценки термодинамической эффективности процесса сгорания на основании уточненной физико-химической модели процесса сгорания в ДВС на газовом топливе

Для того, чтобы иметь возможность провести предварительный расчет рабочего процесса в процессе разработки, в этой работе разрабатываются феноменологические подходы к расчету процесса горения. Подходы, разработанные здесь, позволяют предсказать кривую горения концептуальных газовых двигателей для процессов горения «неделимая камера сгорания» и «предварительное зажигание» в зависимости от параметров двигателя, таких как степень сжатия, завихрение и геометрия камеры сгорания, а также рабочие параметры и качество газа.

Данные индицирования, полученные на стенде, оцениваются с помощью анализа кривой давления и моделей сгорания для расчета рабочего процесса. В обоих случаях система камеры сгорания моделируется нульмерным. Поэтому основные уравнения, на которых основаны эти модели, представлены ниже. Камера сгорания считается термодинамической системой, ограниченной головкой цилиндра, клапанами, гильзой цилиндра и поршнем. Впускной и выпускной клапаны, а также утечка в поршневом кольце приводят к массовому потоку в систему или вне системы за пределы системы. То же самое относится к потокам тепловой энергии стен и работе по изменению объема поршня (рисунок 2.1). Предполагается, что внутри камеры сгорания системы во всех местах преобладает такое же давление.

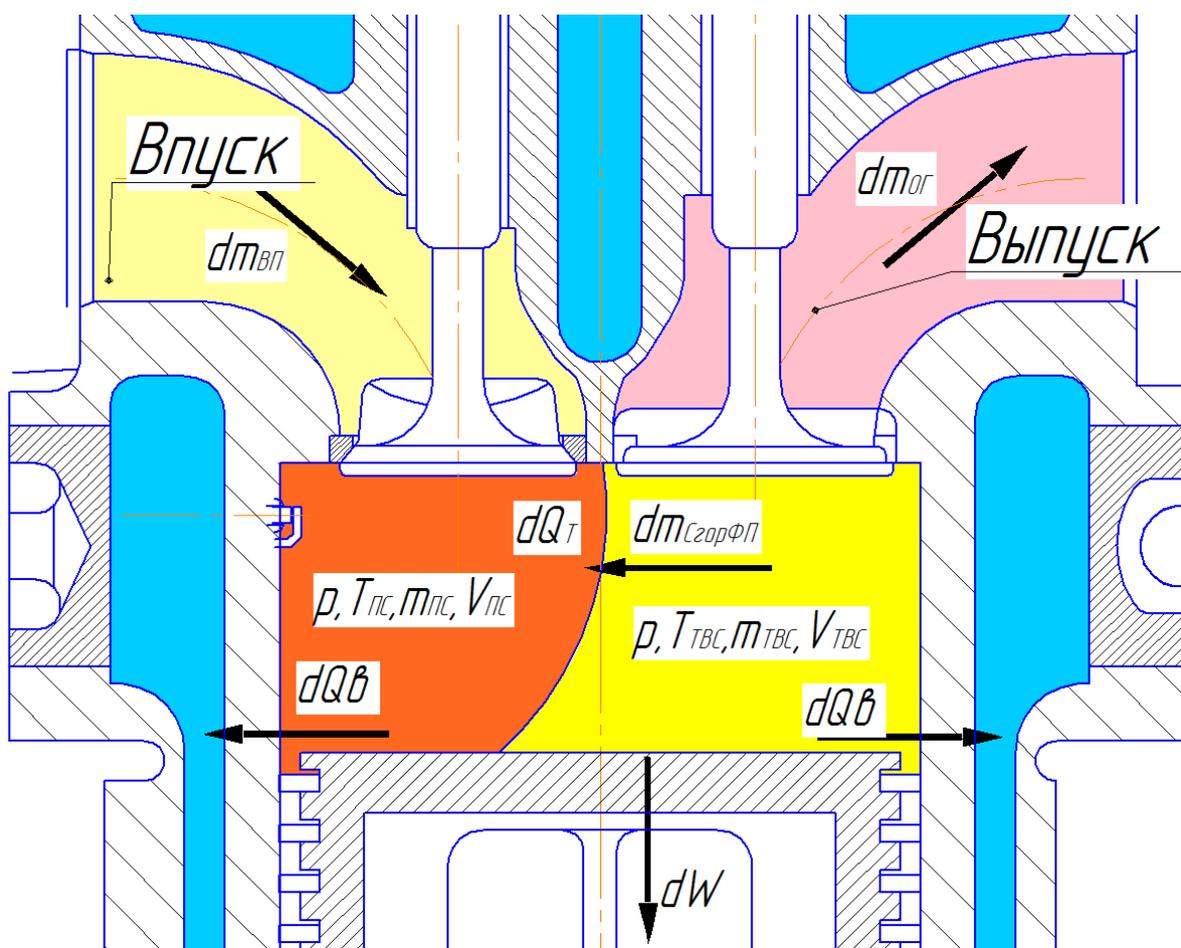


Рисунок 4.1 - Двухзонное моделирование системы камеры сгорания на примере УИТ-85

Система камеры сгорания может быть разделена на несколько зон. Под зоной понимается однородная частичная область системы, в которой температура и состав газа постоянны. Каждая область системы должна иметь назначенную ей зону и что зоны не должны перекрываться. Для моделирования горения системы часто рассматриваются в двухзонный подход и проводится различие между холодной, несгоревшей зоной и горячей, сожженной зоной (рисунок 4.1).

Приведем уравнения для двухзонного представления процесса сгорания. Различают зону с несгоревшей свежей смесью (ТВС) и зону продуктов сгорания (ПС).

Уравнение состояния:

$$p \cdot V_{TBC} = m_{TBC} \cdot R_{TBC} \cdot T_{TBC}, \quad (4.1)$$

$$p \cdot V_{ПС} = m_{ПС} \cdot R_{ПС} \cdot T_{ПС}, \quad (4.2)$$

Массовый баланс:

$$\frac{dm_{ПС}}{d\varphi} = -\frac{dm_{Сгор.ФП}}{d\varphi} + \frac{dm_{TBC}}{d\varphi}, \quad (4.3)$$

В качестве второго уравнения первый закон термодинамики должен выполняться в каждой зоне системы. Это можно записать в общем виде следующим образом:

$$\sum \frac{dW_t}{d\varphi} + \sum_{\mu} \frac{dQ_{\mu}}{d\varphi} + \sum_{ПС} \frac{dm}{d\varphi} (h + e_a) = \frac{dU}{d\varphi} + \frac{dE_a}{d\varphi}, \quad (4.4)$$

где: dW_t – техническая работа газа;

dQ_{μ} – Тепловые потоки и/или количество выделившегося тепла;

dm – Массовые потоки по границе зоны;

$(h_{ПС} + e_a)$ – удельная энтальпия и удельная внешняя энергия массового расхода продуктов сгорания;

dU – Изменение внутренней энергии зоны;

dE_a – Изменение потенциала и кинетической энергии зоны.

Здесь левый член это энергия, переносимая по границам системы, а правый член это изменение энергии, хранящейся в системе.

В общем случае пренебрегают внешними энергиями, т. е. Потенциальной и кинетической энергией, а также тепловыми потоками между зонами.

Это упрощает первый закон термодинамики для соответствующих зон следующим образом:

$$\frac{dU_{TBC}}{d\varphi} = -\frac{dW_{t,TBC}}{d\varphi} - \frac{dQ_{ВошницTBC}}{d\varphi} - h_{TBC} \cdot \frac{dm_{Сгор.ФП}}{d\varphi} + \frac{dH_{u,TBC}}{d\varphi}, \quad (2.5)$$

$$\frac{dU_{ПС}}{d\varphi} = -\frac{dW_{t,ПС}}{d\varphi} - \frac{dQ_{ВошницПС}}{d\varphi} + h_{TBC} \cdot \frac{dm_{Сгор.ФП}}{d\varphi} + \frac{dQ_T}{d\varphi} + \frac{dH_{u,ПС}}{d\varphi}, \quad (2.6)$$

Потоки тепла в стену $dQ_{Вошниц}$ рассчитаны в соответствии с уравнением предложенным Вошни:

$$\frac{dQ_{Вошниц}}{d\varphi} = \alpha(\varphi) \cdot A_i \cdot (T - T_{стенки}) \cdot \frac{dt}{d\varphi}, \quad (4.7)$$

Распределение тепловых потерь на стенках двух зон происходит в соответствии с площадью теплообмена со стенкой в соответствии с массовыми и температурными условиями:

$$\frac{dQ_{ВошницTBC}}{dQ_{ВошницПС}} = \left(\frac{m_{TBC}}{m_{ПС}} \right)^2 \cdot \frac{T_{TBC}}{T_{ПС}}, \quad (4.8)$$

Основная задача созданных моделей сгорания - описать потоки перехода массы горения во фронте пламени $dm_{Сгор.ФП}$ в течении всего процесса сгорания.

$$\frac{dQ_T}{d\varphi} = H_u \cdot \frac{dm_{\text{Сгор.ФП}}}{d\varphi}, \quad (4.9)$$

Из измеренной кривой давления с использованием приведенных выше уравнений можно вычислить кривую сгорания dQ_T , которая описывает энерговыделение в камере сгорания в результате сгорания.

$$\frac{dQ_T}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} - \frac{dQ_{\text{Воздух}}}{d\varphi} + p \cdot \frac{dV}{d\varphi}, \quad (4.10)$$

Поскольку температуры в сжигаемой зоне при работе на режимах глубокого дросселирования едва превышают 2000 К при горении, эффекты диссоциации практически не возникают, а поведение энергоемкости топлива в значительной степени линейно, так что из-за моноклеарного рассмотрения возникают только очень мелкие ошибки.

4.1.1 Кинетический расчет реакции скорости горения

Скорость ламинарного горения заряда цилиндра зависит от состава, температуры и давления и определяется как скорость распространения пламени в неподвижной газовой смеси. Поэтому в стационарном пламени она соответствует скорости потока несгоревшего свежего газа.

Поскольку экспериментальное определение скорости ламинарного горения в области температуры и давления двигателя очень сложно, по этому в работе реакции определялись методом кинетической симуляции. С этой целью программный пакет Chemkin использовался с времени самовоспламенения, толщины реакционной зоны и скорости ламинарного горения. Скорость ламинарного горения рассчитывается с использованием модуля Premix. Он имитирует одномерное, неподвижное, смешанное пламя. В зависимости от массы, энергии и баланса видов, температуры, давления,

скорости потока, плотности и концентрации видов отображаются в зависимости от положения вдоль направления потока. Программа решает уравнения сохранения массы, энергии и видов и учитывает молекулярный перенос и кинетику реакции. Последнее происходит на основе детальных механизмов реакции. Реакции определяются модифицированным подходом Аррениуса, при котором скорости реакции k отдельных реакций имеют центральное значение.

$$k = A \cdot T^b \cdot \exp\left(\frac{-E_A}{R \cdot T}\right), \quad (4.11)$$

Эмпирически определенные значения коэффициента A , показатель температуры b и энергия активации E_A отдельных рассмотренных реакций представляют собой механизм реакции. Здесь используется механизм реакции GRI 3.0, предназначенный для расчета химической кинетики сжигания метана или природного газа с низкими пропорциями этана и пропана. Он включает 325 элементарных реакций между 53 различными молекулами или атомами.

На рисунке 4.2 показано хорошее качественное согласие между полиномиальным приближением и вычислением в программе Chemkin.

На рисунке 4.3 приведены результаты расчетов в программе Chemkin. Для пяти газовых смесей, исследованных в контексте этой работы, скорость горения приведена в качестве примера с коэффициентом избытка воздуха 1,7 по температуре и давлению. Можно ясно видеть, что все газы в принципе показывают одну и ту же зависимость давления и температуры: при повышении температуры скорость горения всегда увеличивается, а в то же время при увеличении давления она уменьшается.

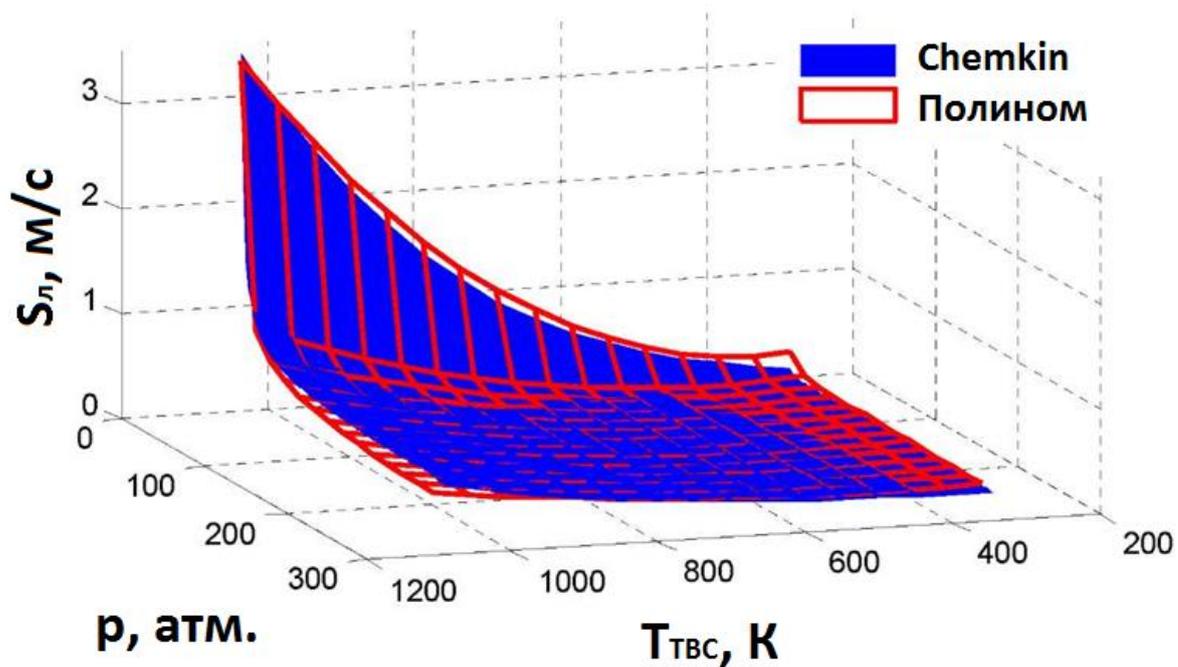


Рисунок 4.2 - Сравнение расчетной скорости ламинарного горения в программе Chemkin (синего цвета) с полиномиальным приближением (красная решетка)

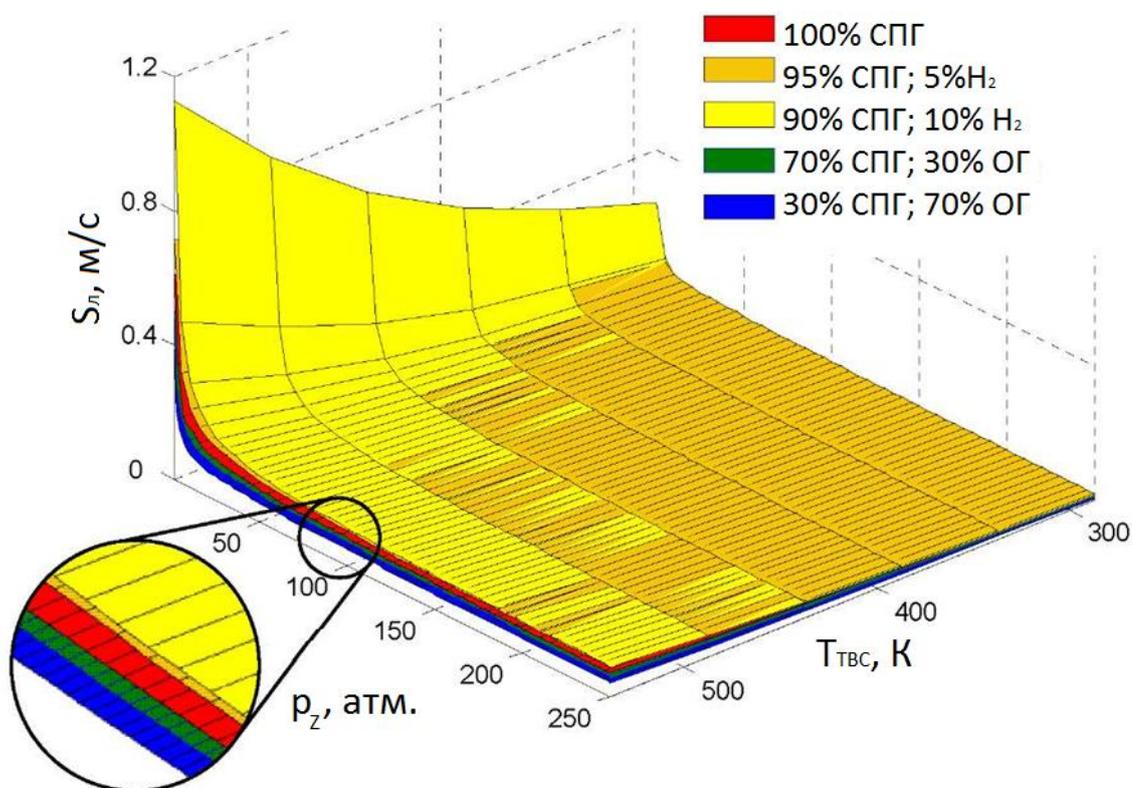


Рисунок 4.3 - Сравнение скоростей ламинарного горения различных газовых смесей

Это понимание использовалось для того, чтобы сделать подмодель скорости ламинарного горения быстрым, гибким и простым в использовании. Поскольку расчет скорости ламинарного горения у Хемкина очень трудоемкий, и поэтому непосредственная интеграция расчета скорости кинетической скорости реакции в модель сгорания нецелесообразна.

Поэтому была использована процедура с полиномиальными теоремами. Принимая во внимание вышеупомянутый вывод о том, что основной ход всех изученных газовых смесей аналогичен, скорости горения остальных газов связаны с скоростью горения метана с помощью эмпирического масштабного коэффициента. Этот коэффициент масштабирования определяется с помощью измерений двигателя. Для этой цели модель сжигания сначала регулируется для метана, а затем для каждого дополнительного топливного газа в измеренной рабочей точке коэффициента масштабирования регулируется так, чтобы измеренная кривая горения и расчетная кривая горения совпадали, насколько это возможно.

Эта процедура имеет то преимущество, что пользователь может также рассчитывать на смеси топливного газа, скорости горения которых отсутствуют во всем диапазоне давления, температуры, соотношения воздуха для горения и остаточного газа. Он просто должен настроить коэффициент масштабирования и исключить необходимость создания полинома со многими коэффициентами.

4.1.2 Модель характеристики тепловыделения процесса сгорания

Модель характеристики тепловыделения процесса сгорания основана на идее о том, что фронт в виде полусферы, обтекающей элементы камеры сгорания, распространяется в горючую смесь от свечи зажигания с некоторой турбулентной скоростью горения S_T и проходит всю камеру сгорания до завершения горения (рисунок 4.4).

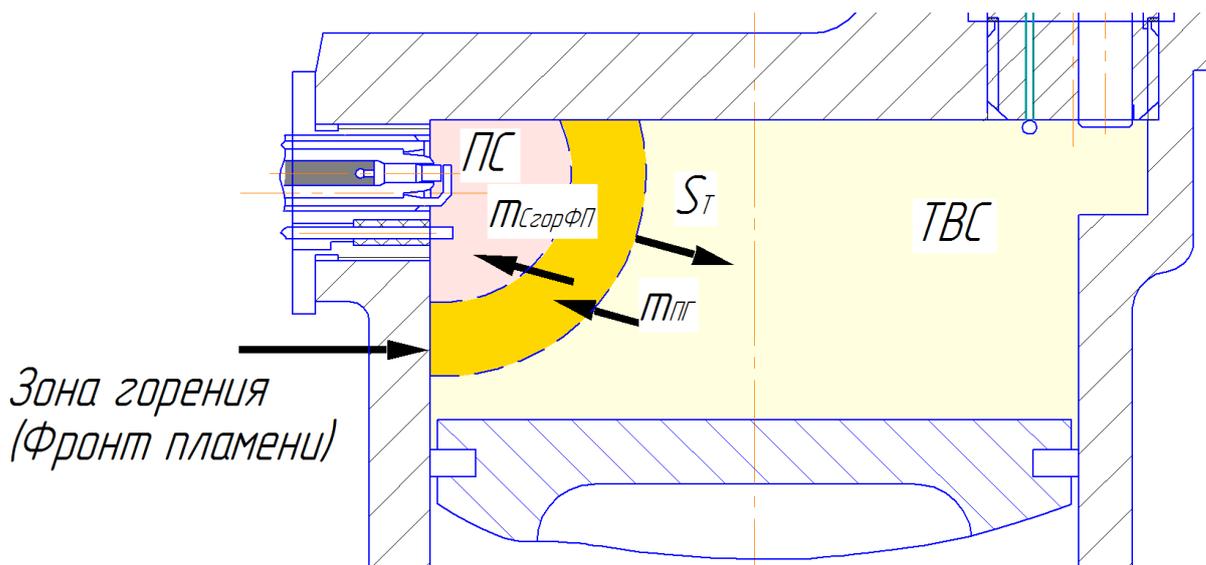


Рисунок 4.4 – Структура модели характеристики тепловыделения процесса сгорания

При этом два процесса протекают одновременно: с одной стороны, несгоревший заряд входит в зону пламени в виде массового потока в который распространяется внешний фронт пламени с площадью внешней поверхности $A_{\text{ФП}}$. Скорость проникновения фронта пламени в свежую смесь соответствует скорости турбулентного горения S_T :

$$\frac{dm_{\text{ПГ}}}{d\varphi} = \rho_u \cdot A_{\text{ФП}} \cdot S_T \cdot Ex \quad , \quad (4.12)$$

где $dm_{\text{ПГ}}$ - масса свежей смеси вовлекаемая в процесс горения;

ρ_u - плотность;

$A_{\text{ФП}}$ - площадь внешней поверхности фронта пламени;

S_T - скорости турбулентного горения;

Ex - поправочный коэффициент, который также называют коэффициентом расширения.

Второй процесс - это сжигание свежей смеси в зоне пламени, что приводит к тому, что имеется массовый расход из зоны пламени в зону продуктов сгорания $dm_{C_{гор.ФП}}$. Энерговыведение, т.е. процесс сгорания $dQ_{выд}$, пропорционально этому массовому потоку через теплотворную способность заряда $H_{U,см}$:

$$\frac{dm_{C_{гор.ФП}}}{d\varphi} = K_{\phi} \cdot \frac{m_{\phi}}{\tau_{Л}}$$

или

$$\frac{dQ_{выд}}{d\varphi} = H_{U,см} \cdot \frac{dm_{C_{гор.ФП}}}{d\varphi} \quad (4.13)$$

Зона пламени считается частью несгоревшей зоны в расчете рабочего процесса и поэтому не является термодинамической зоной с собственным составом, температурой и давлением. Масса в зоне пламени m_{ϕ} обусловлена балансировкой входящего и исходящего массового расхода:

$$m_{\phi} = \int (dm_{TBC} - dm_{C_{гор.ФП}}) \cdot d\varphi \quad (4.14)$$

Рассмотрим подробнее введенный поправочный коэффициент в уравнение (4.12). Коэффициент расширения, он описывает увеличенную скорость распространения пламени по сравнению с турбулентной скоростью горения из-за разницы плотности между несгоревшим и сжигаемым зарядом с учетом доли выделившегося тепла χ .

$$Ex = \frac{\rho_{TBC} / \rho_{ПС}}{\left(\frac{\rho_{TBC}}{\rho_{ПС}} - 1 \right) \cdot \chi + 1} \quad (4.15)$$

где ρ_{TBC} - плотность вовлекаемой в процесс горения свежей смеси;

$\rho_{ПС}$ - плотность сгоревшей смеси;

χ - доля выделившегося тепла в данный момент сгорания.

Однако модель (4.15) расчета коэффициента расширения не имеет прямого физического смысла, поскольку расширение сгоревшей смеси уже учитывается дифференциальными уравнениями при расчете рабочего процесса по двухзонной модели в виде увеличения объема сгоревшей зоны. Его можно интерпретировать как увеличение скорости пламени из-за расширения зоны пламени в результате энерговыделения и изменения плотности в нем, поскольку энерговыделение происходит при переходе между зоной пламени и продуктами сгорания.

4.1.3 Моделирование передней поверхности пламени

Передняя поверхность $A_{ФП}$ пламени отражает поверхность распространяющегося пламени. Он определяется как фронтальная поверхность турбулентного пламени, которая распространяется при турбулентных скоростях горения.

Используем известное соотношение между ламинарной и турбулентной поверхностью и скоростью:

$$A_T \cdot S_T = A_L \cdot S_L \quad (2.16)$$

Это уравнение основано на понятии, что свернутое турбулентное пламя в небольшом локализованном объемном элементе, имеющем размер, меньший, чем окружающий поток, вихрем распространяется ламинарно в несгоревшую смесь, перпендикулярную поверхности.

Чтобы моделировать массовый поток dm_{TBC} , входящий в зону пламени, используется внешний край пламени. Расчет внешней поверхности АФФ фронта пламени основан на предположении, что пламя распространяется идеально по полусфере. Таким образом, внешняя поверхность фронта пламени может быть рассчитана в зависимости от положения поршня и объема камеры сгорания исходя из объема занимаемого фронтом пламени. Положение поршня известно для каждого шага расчета из расчета кинематики КШМ. Отсюда нам известен общий объем рабочего тела в каждый момент времени. Создав трехмерную модель камеры сгорания и движения поршня в цилиндре, мы можем задать параметры сферического распространения фронта пламени и для каждого радиуса зоны горения нам будет известно объем продуктов сгорания ограниченного формой КС (рисунок 4.5).

Объем $V_{PC+\Phi}$, состоящий из продуктов сгорания V_{PC} и объемом зоны пламени V_{Φ} , приводится фактическому объему цилиндра V_Z в данный момент времени и приводит к удельному объему сгоревшей смеси $v_{PC+\Phi}$:

$$v_{PC+\Phi} = \frac{V_{PC+\Phi}}{V_Z} = \frac{V_{PC} + V_{\Phi}}{V_Z} \quad (2.17)$$

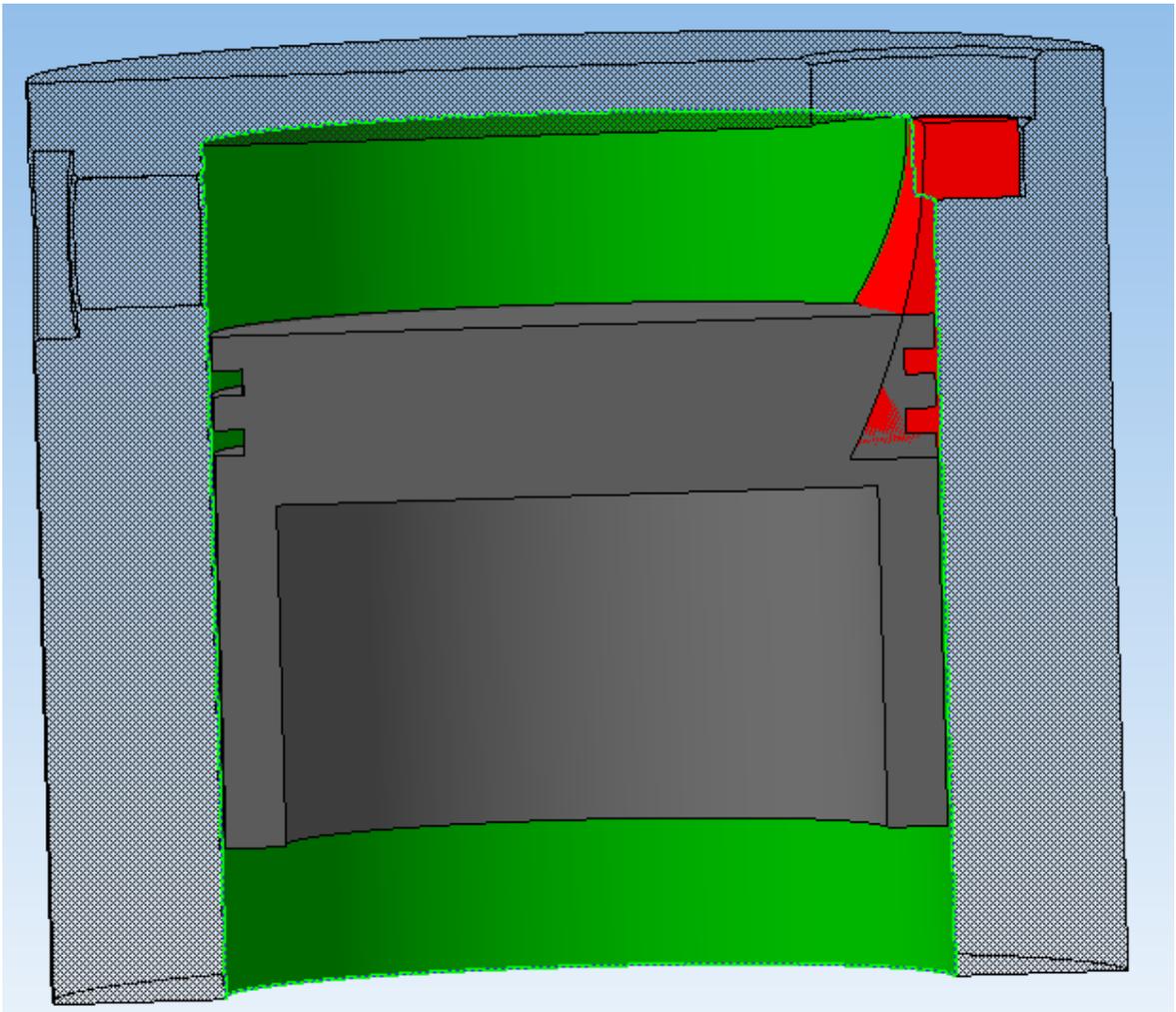


Рисунок 4.5 - Трехмерная модель камеры сгорания, цилиндра и поршня УИТ-85 для определения параметров процесса сгорания

4.1.4 Скорость ламинарного и турбулентного горения

Вторая величина модели для расчета массового расхода dm_{TBC} , входящего в зону пламени, представляет собой скорость турбулентного горения S_T . Это, по существу, функция скорости ламинарного горения S_L и интенсивности турбулентности \dot{u} .

Для определения скорости ламинарного горения предложено использовать подход Witt и Lämmle. Он описывает скорость ламинарного горения метана в зависимости от давления, температуры и соотношения воздуха для горения:

$$S_{\text{Л}} = c \cdot p_z^{-d} \quad (4.18)$$

В дополнении модели (2.18) Liao, также учитывается объемное содержание остаточного газа γ_r :

$$S_{\text{Л}} = c \cdot p_z^{-d} \cdot (5,4825 \cdot \gamma_r^2 - 4,1988 \cdot \gamma_r + 0,9952) \quad (4.19)$$

Многочлены для фактора c и показатель d приведены отдельно для диапазонов низкого давления и высокого давления. В диапазоне от 1 до 7 атмосфер должны использоваться следующие коэффициенты:

$$c = (-1,03 \cdot 10^{-2} \cdot T_u + 3,645) \cdot \left(\frac{1}{\alpha}\right)^2 + (-4,14 \cdot 10^{-6} \cdot T_u^2 + 2,512 \cdot 10^{-2} \cdot T_u - 7,68) \cdot \frac{1}{\alpha} + (8,78 \cdot 10^{-6} \cdot T_u^2 + 1,547 \cdot 10^{-2} \cdot T_u + 4,19) \quad (4.20)$$

$$d = 7,5 \cdot 10^{-1} \cdot \left(\frac{1}{\alpha}\right)^2 - 1,6 \cdot \frac{1}{\alpha} + 1,337 - 2 \cdot 10^{-4} \cdot T_u \quad (4.21)$$

где α - коэффициент избытка воздуха в свежей несгоревшей смеси;
 T_u - температура в несгоревшей зоне;
 p_z - давление в камере сгорания.

Для давлений выше 7 атмосфер:

$$\begin{aligned}
c = & \left(-6,906 \cdot 10^{-5} \cdot T_u^2 + 6,875 \cdot 10^{-2} \cdot T_u - 25,13\right) \cdot \left(\frac{1}{\alpha}\right)^3 + \\
& + \left(1,155 \cdot 10^{-4} \cdot T_u^2 - 1,1523 \cdot 10^{-1} \cdot T_u + 46,47\right) \cdot \left(\frac{1}{\alpha}\right)^2 + \\
& + \left(-4,185 \cdot 10^{-5} \cdot T_u^2 + 4,922 \cdot 10^{-2} \cdot T_u - 24,82\right) \cdot \frac{1}{\alpha} + \\
& + \left(6,75 \cdot 10^{-6} \cdot T_u^2 - 9,55 \cdot 10^{-3} \cdot T_u + 5,185\right)
\end{aligned} \tag{4.22}$$

$$d = 0,45 \tag{4.23}$$

Модель Witt и Lämmle была разработана для расчета скорости ламинарного горения метана в типичном диапазоне давления и температуры газовой турбины до 30 атмосфер и 823 К соответственно. В работе была проведена качественная оценка полиномиальных коэффициентов в диапазоне давлений и температур двигателя до 25 МПа и 1038 К соответственно, в программном комплексе Хемкина и GRI 3.0 основанной на кинетических расчетах реакций с механизмом реакции. На рисунке 4.6 скорости горения, рассчитанные по представленным полиномам, сравниваются с показателями полученными в программе Хемкина. Можно видеть, что представленные Witt и Lämmle многочлены находятся в хорошем согласии с результатами симуляциями. Для ориентации, давления и температуры которых возникают в несгоревшей ТВС в ходе рабочего цикла, профиль давления и температуры проецируется на пример рабочего цикла на режиме глубоком дросселировании по давлению и температуре.

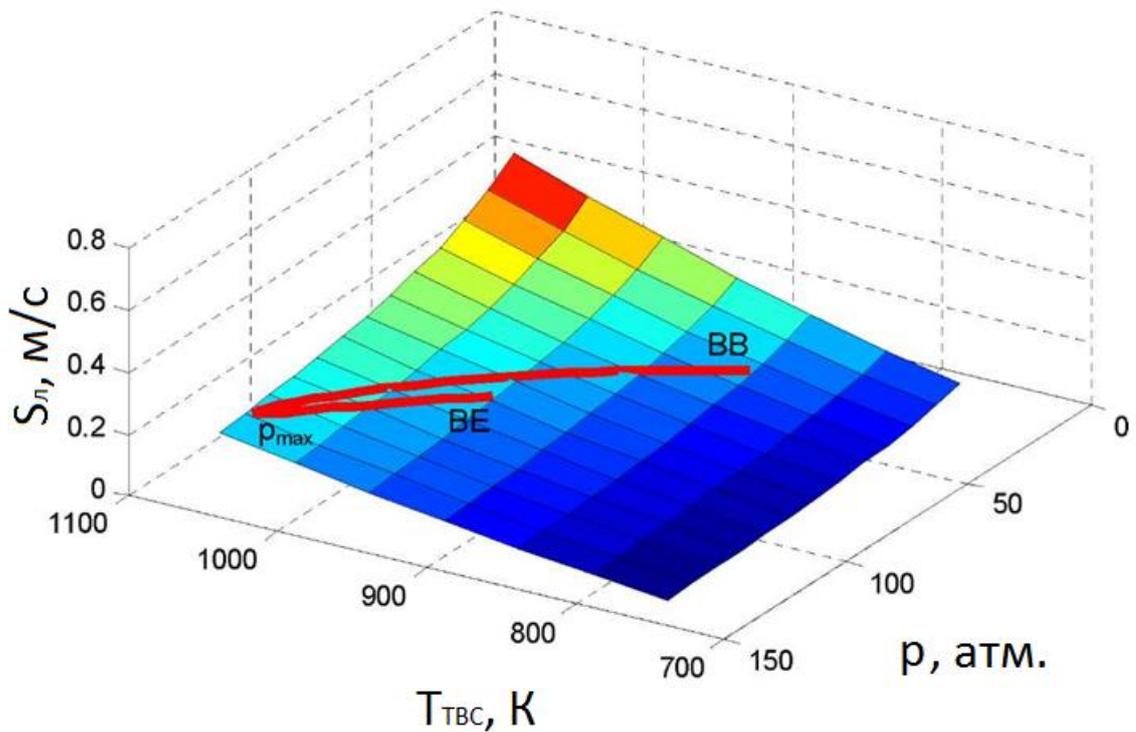


Рисунок 4.6 - Характеристическая карта скорости ламинарного горения для природного газа ($\alpha = 1,7$) с примерной линией $T_{ТВС}$ на режиме глубоком дросселировании от начала горения (BB) до p_{max} и до конца сгорания (BE)

Скорость турбулентного горения рассчитывается в этой работе в соответствии с подходом Гюльдера:

$$S_T = S_L \cdot \left(1 + A_G \cdot \left(\frac{u'}{S_L} \right)^{n_{T\Phi}} \cdot Re_T^{m_{T\Phi}} \right) \quad (4.24)$$

Для констант модели принимаются значения, предложенные Гюльдером:

$$A_G = 0,62, \quad n_{T\Phi} = 0,5, \quad m_{T\Phi} = 0,25$$

Турбулентное число Рейнольдса Re_T представляет степень турбулентности и рассчитывается по интенсивности турбулентности u' , мере интегральной длины l_i , плотности несгоревшей смеси ρ_{TBC} и её вязкости η_{TBC} :

$$Re_T = \frac{u' \cdot l_i \cdot \rho_{TBC}}{\eta_{TBC}} \quad (4.25)$$

Динамическая вязкость в несгоревшем η_{TBC} рассчитывается по вязкости отдельных компонентов η_i , определенных согласно подходу Sutherland, Lämmle и John:

$$\eta(T_u) = \frac{\sum V_i \eta_i(T_u) \cdot \sqrt{M_i \cdot T_{КРИТ,i}}}{\sum V_i \cdot \sqrt{M_i \cdot T_{КРИТ,i}}} \quad (4.26)$$

$$\eta_i(T_u) = \eta_{i,0} \cdot \sqrt{\frac{T}{T_0}} \cdot \frac{1 + S_i/T_0}{1 + S_i/T} \quad (4.27)$$

где: $\eta_{i,0}$ - эталонная вязкость компонента i ;

V_i - Частичный объем компонента i ;

M_i - Молярная масса компонента i ;

T - Температура газовой смеси;

T_0 - Эталонная температура (273 К);

S_i - Константа Sutherland компонента i .

Характерная турбулентная мера длины l_i описывает характерный размер вихря. Предполагая, что масса вихря остается постоянной, а длина изменяется с плотностью ρ , используя отношение с плотностью эталонной

смеси $\rho_{Эт.См}$. С помощью фактора K_{li} размера длины определяется характерный размер вихря. Для расчета плотностей в уравнении 4.16 используются усредненные величины массы рабочего тела и текущего объема камеры сгорания.

$$l_i = K_{li} \cdot \left(\frac{\rho_{Эт.См}}{\rho} \right) \quad (4.28)$$

Определение интенсивности турбулентности и осуществляется с помощью модели турбулентности. Модель турбулентности, используемая при расчете процесса, должна учитывать основные влияния на турбулентность без явного решения трехмерного поля течения. Таким образом, влияние турбулентности на процесс горения можно принять во внимание, не приводя к длительным временам расчета. Турбулентность обусловлена быстрыми течениями в диапазоне высокоскоростных градиентов, как в случае с входным процессом, или распад макроскопических структур течения. Этот распад сопровождается образованием вихревых каскадов. Для поля потока двигателя внутреннего сгорания это означает, что кинетическая энергия, которая вводится в цилиндр в результате всасывания, делит на компоненты направленную кинетическую энергию и неориентированную кинетическую энергию. Во время сжатия направленная кинетическая энергия, находящаяся в виде спиновых течений, распадается на неориентированную турбулентность, которая в свою очередь последовательно рассеивается до внутренней энергии трением.

Расчеты проводились в программе ANSYS FLUENT. Модель турбулентности при вычислении нуль-мерного процесса учитывает образование турбулентности на всасывающей, путем сжатия и в результате вихревых потоков и диссипации турбулентной кинетической энергии:

$$\frac{dk}{dt} = \frac{dk_{\text{ВП}}}{dt} + \frac{dk_{\text{Сж}}}{dt} + \frac{dk_{\text{Вухр}}}{dt} + \frac{dk_{\text{diss}}}{dt} \quad (4.29)$$

Модель турбулентности расчета процесса была преднамеренно скорректирована так, что турбулентность бралась несколько выше, чем при расчете CFD, так как в каждом случае расчета учитывается усредненная по всей камере сгорания турбулентность. При усреднении результатов расчета CFD за счет низкой турбулентности вблизи стенки оказывалось, заниженная и средняя турбулентность в камере сгорания соответственно. Однако, поскольку участки вблизи стенки имеют второстепенное значение для основного сгорания, при расчете процесса предполагается несколько более высокий уровень турбулентности.

На рисунках 4.7 и 4.8 представлены расчетные сетки для определения параметров турбулентности.

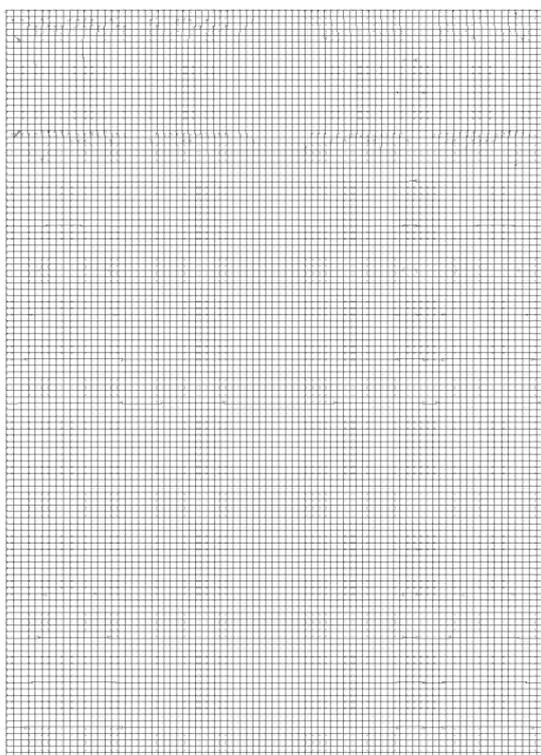


Рисунок 4.7 – Расчетная сетка в НМТ, для расчета процесса сгорания углеводородного топлива с добавкой 5%водорода на установке УИТ-85

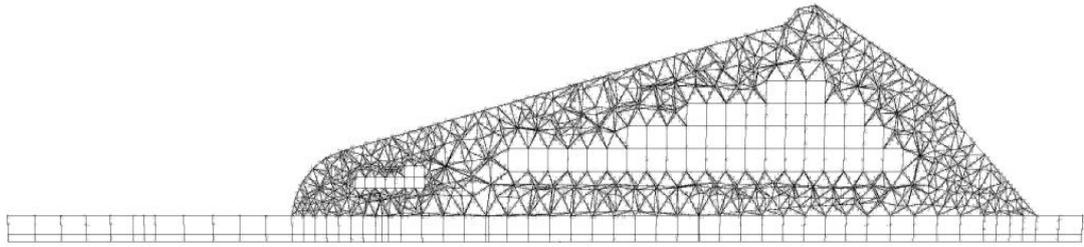


Рисунок 4.8 – Расчетная сетка в ВМТ, для расчета процесса сгорания углеводородного топлива с добавкой 5%водорода на двигателе ВАЗ 2111

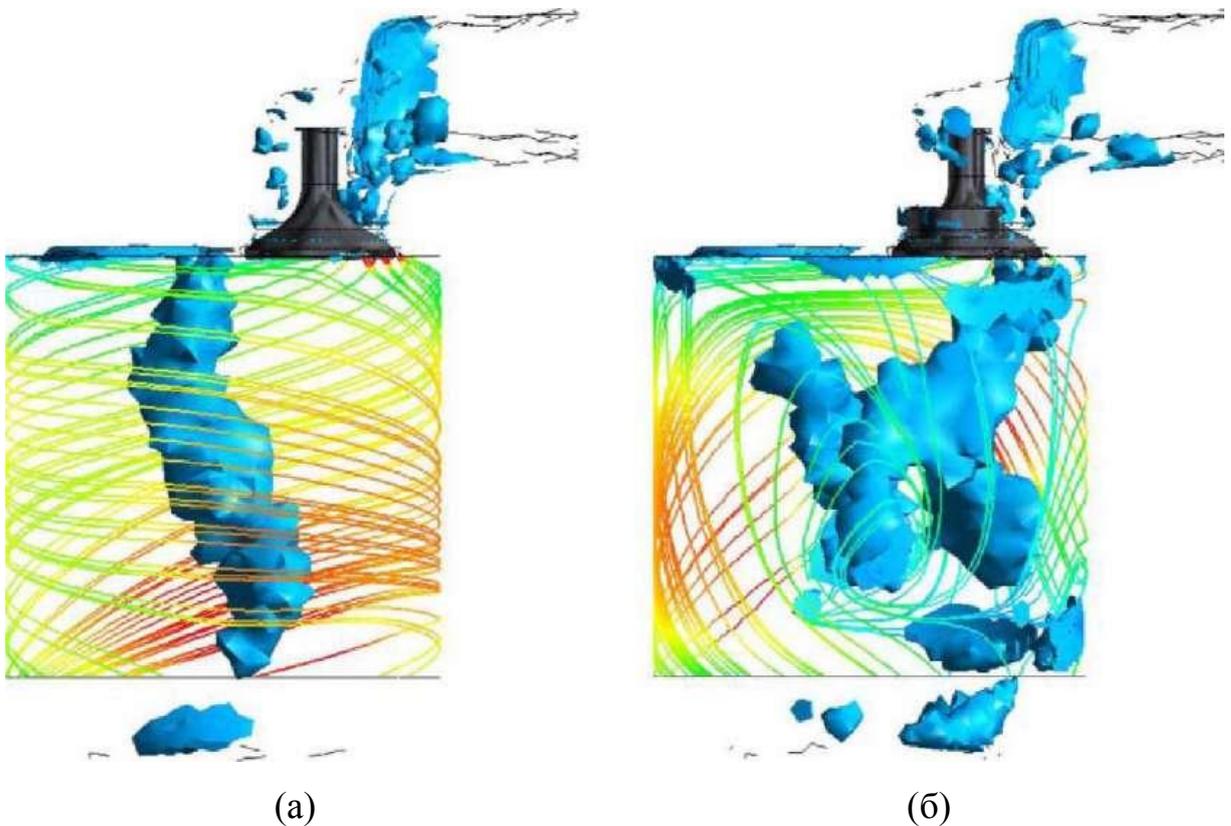


Рисунок 4.9 - Анализ условий вихреобразования при впуске с помощью изоповерхностей скорости: Клапан без ширмы (а) и Заширмленный клапан (б)

Расчет CFD цикла впуска в УИТ-85 проводился как с серийными клапанами без экрана, так и с экранирующим клапаном во впускном канале. Было смоделировано положение ширмы, которое установлено серийно на УИТ-85, исследования показало самый низкий вихрь в вихревых измерениях

и наиболее интенсивное сгорание на стенде двигателя. На рисунке 4.9 условия потока к концу фазы впуска визуализируются в виде линий тока для обоих вариантов, цвет которых отражает скорость потока. Кроме того, отображаются поверхности с одинаковой скоростью. Для клапана без ширмы видно, что круглая крутка вокруг оси цилиндра. Поле потока варианта с экранирующим клапаном показывает, что здесь не происходит упорядоченного глобального движения. Поверхности равной скорости стабильны и указывают на высокий уровень неориентированной турбулентности. Линии тока указывают на более выраженную потерю в системе.

Величина флуктуирующей фракции u' указывает интенсивность турбулентности потока. Конкретная кинетическая энергия жидкости, являющаяся результатом этой скорости u' , которая колеблется во всех пространственных направлениях, представляет собой турбулентную кинетическую энергию (ТКЕ) k :

$$k = \frac{1}{2} \cdot (u_x'^2 + u_y'^2 + u_z'^2) \quad (4.30)$$

Для однородной изотропной турбулентности это эквивалентно:

$$k = \frac{3}{2} \cdot u'^2$$

или

$$u' = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot k} \quad (4.31)$$

Прежде всего, в результате этих симуляций и испытаний на испытательном стенде двигателя можно констатировать, что кинетическая энергия, вводимая через процесс впуска, делится на три фракции, которые могут характеризовать сжигание в разных фазах:

- Устойчивый вихревой поток, который сохраняется далеко за пределами верхней мертвой точки и очень сильно затухает в условиях турбулентной кинетической энергии, все еще может создавать турбулентность к концу сгорания, что обеспечивает улучшенные условия догорания.
- Кинетическая энергия, содержащаяся в потоке струи, превращается в турбулентную кинетическую энергию при сжатии, тем самым обеспечивая высокий уровень турбулентности в начале сгорания.
- Турбулентная кинетическая энергия, генерируемая непосредственно во время впуска при дросселировании, рассеивается с течением времени, так что большая доля уже распалась до начала сгорания.

В качестве дальнейшего результата можно констатировать, что турбулентность оказывает решающее влияние на процесс горения и, следовательно, должна учитываться в модели сгорания.

4.1.5 Процесс энерговыделения и сжигания

Как уже отмечалось выделение энергии происходит, когда поток массы сгорания $dm_{ПС}$ переходит из зоны пламени в зону сжигания. Выделенная энергия подается в зону горения:

$$\frac{dQ_{\text{выд}}}{d\varphi} = H_{U,cm} \cdot \frac{dm_{ПС}}{d\varphi} \quad (4.32)$$

Теплота сгорания свежей смеси во фронте пламени рассчитывается по наименьшей теплоте сгорания топлива в зависимости от количества вовлеченного в процесс горения вещества. Должен быть смоделирован массовый поток $dm_{ПС}$, который переходит из зоны пламени в зону продуктов сгорания. Предполагается, что в зоне пламени зоны горения свежего газа, покрытые пламенем, сгорают при скорости ламинарного горения. Во-первых, размер этого массового потока $dm_{ПС}$ зависит от массы в зоне пламени.

$$\frac{dm_{ПС}}{d\varphi} = K_{\phi} \cdot \frac{m_{\phi}}{\tau_{Л}} \quad (4.33)$$

Характеристическое время горения вихря свежего газа $\tau_{Л}$ рассчитывается по размеру вихря с диаметром в диапазоне микроразмера Taylor l_T и скоростью ламинарного горения $S_{Л}$:

$$\tau_{Л} = \frac{l_T}{S_{Л}} \quad (4.34)$$

Микрова длина Taylor l_T зависит от глобальной длины l , интенсивности турбулентности u' , кинематической вязкости ν_T и фактора χ_{Taylor} :

$$l_T = \sqrt{\chi_{Taylor} \cdot \frac{\nu_T}{u'}} \quad (2.35)$$

Фактор χ_{Taylor} принимается равным 15, как это предложено в работах Хейвуда.

Мера глобальной длины описывает крупномасштабную вихревую структуру в камере сгорания и рассматривается как диаметр сферы, объем которой равен текущему объему цилиндра $V_z(\varphi)$:

$$l = \left(\frac{6 \cdot V_z(\varphi)}{\pi} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4.36)$$

Кинематическая вязкость определяется как отношение динамической вязкости η к плотности ρ :

$$\nu_T = \frac{\eta}{\rho} \quad (4.37)$$

Динамическая вязкость η несгоревшего заряда вычисляется так же, как при вычислении скорости горения из вязкости отдельных компонентов газа η_i , рассчитанных по Сазерленду (уравнения 4.26 и 4.27).

Используя константу модели коэффициент реакции в зоне пламени, скорость реакции в зоне пламени может быть скорректирована на основе сравнения результатов химических реакций.

4.2 Выявление особенностей влияния состава композитного газового топлива на термодинамическую эффективность процесса сгорания

Как мы уже видим рабочие процессы поршневых ДВС происходят при изменяющихся параметрах термодинамической системы, а именно:

- μ_{C_V} – средняя мольная теплоемкость при постоянном объеме, которая индивидуальна для каждого газа и зависит от температуры;

- μ и R – молярная масса и индивидуальная газовая постоянная, в процессе сгорания происходит окисление углеводородов и двух атомного газа (воздуха) в углекислый газ и воду с изменением свойств веществ;
- $Z_r = Z_r(p, T)$ – коэффициент сжимаемости реального газа, или использовать уравнение Ван-дер-Ваальса вместо уравнения состояния рабочего тела.

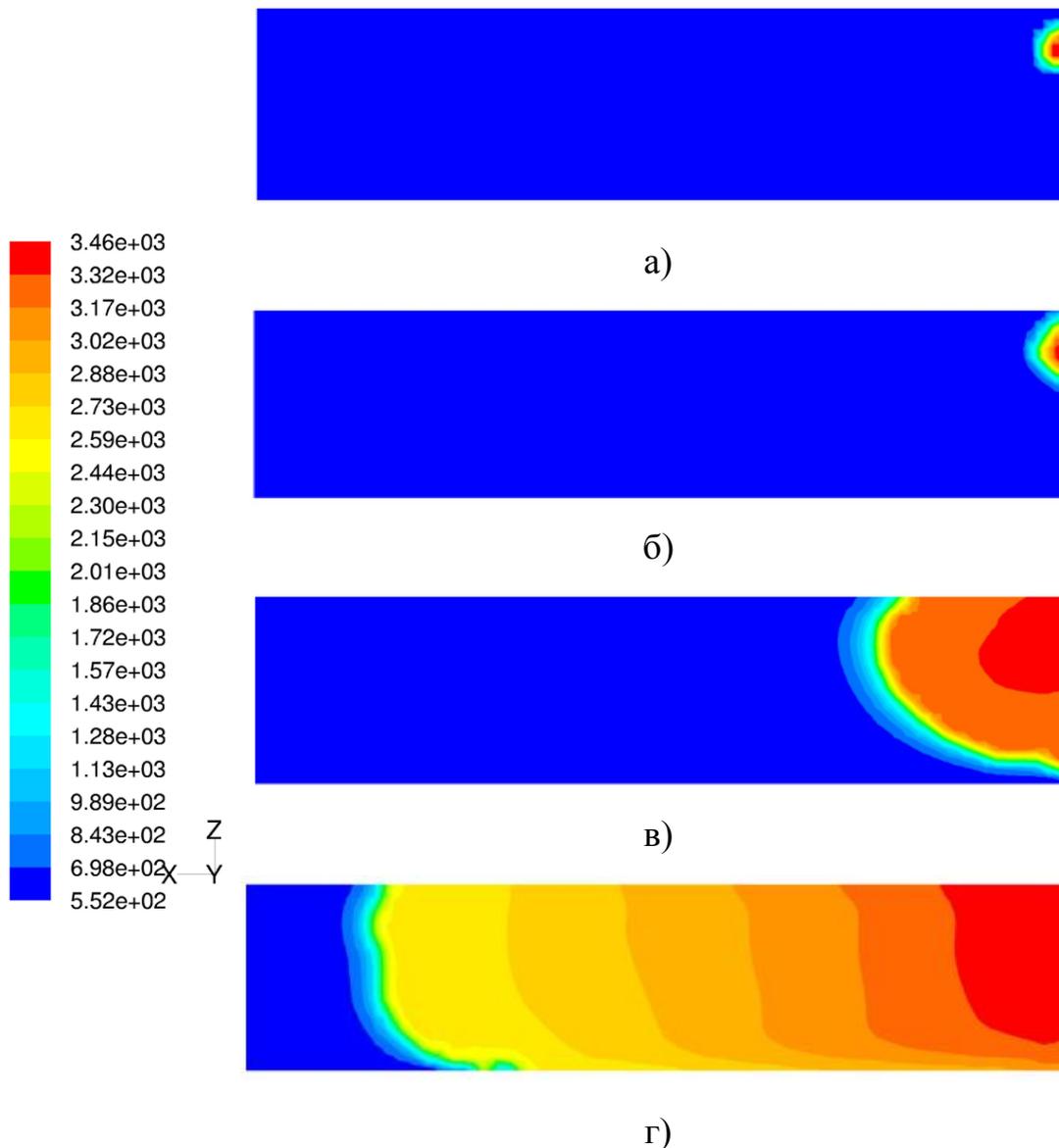


Рисунок 4.10 – Расчетная температура процесса сгорания углеводородного топлива с добавкой 5%водорода на установке УИТ-85, для 170 град. от НМТ. с шагом в 30 град. ПКВ

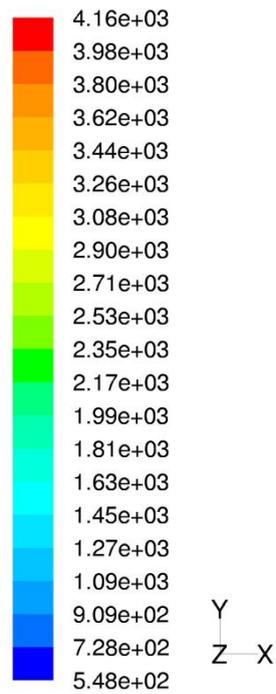
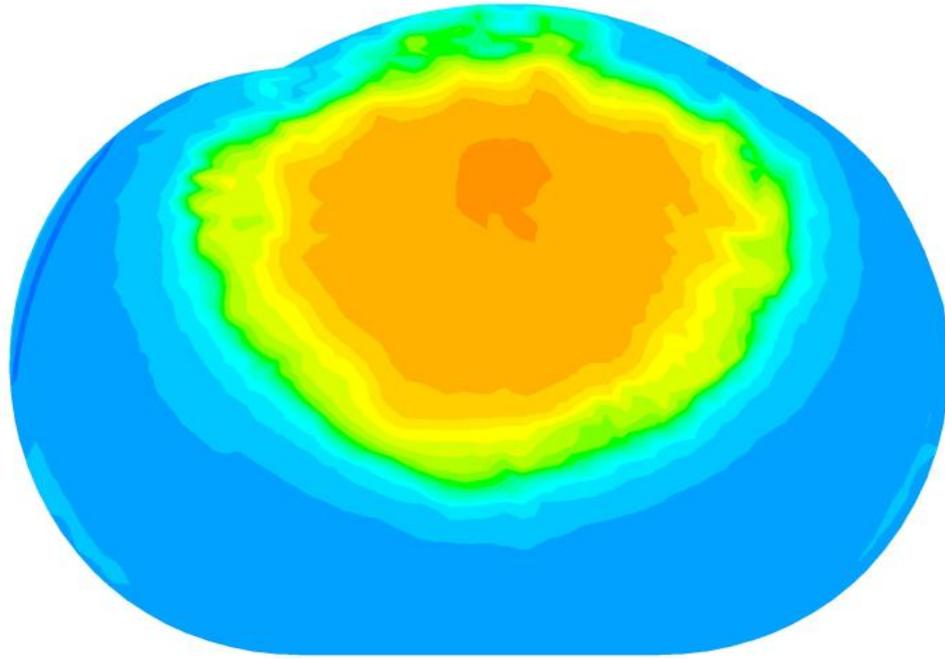


Рисунок 4.11 – Расчетная температура процесса сгорания СПГ с добавкой 5%водорода на двигателе ВАЗ 2111, для 185 град. от НМТ.

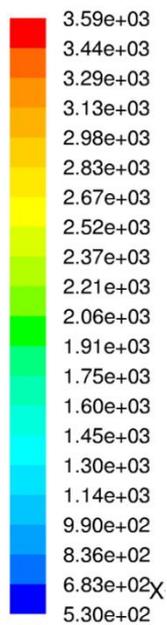
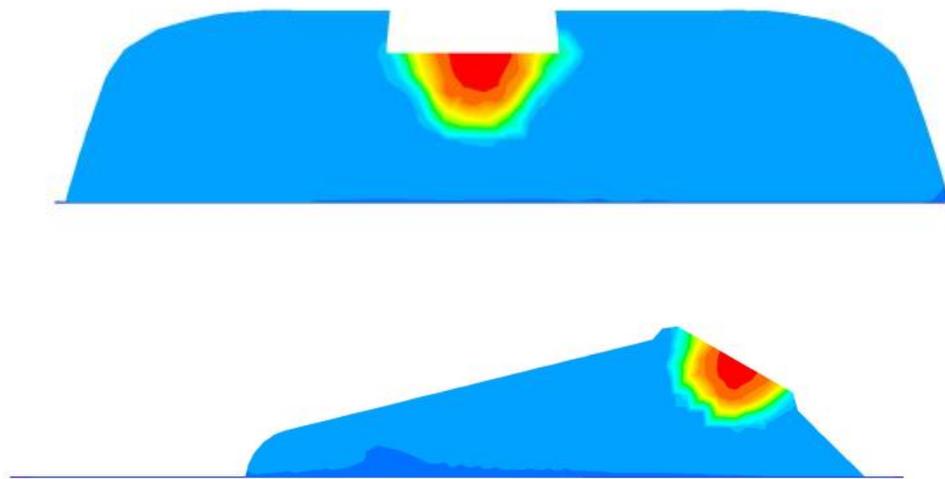


Рисунок 4.12 – Расчетная температура процесса сгорания СПГ с добавкой 5% водорода на двигателе ВАЗ 2111, при 15 град. ПКВ после подачи искры

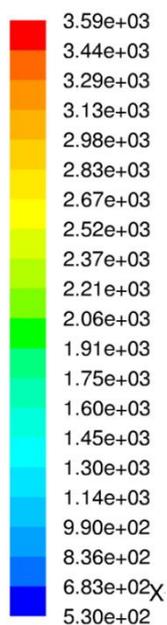
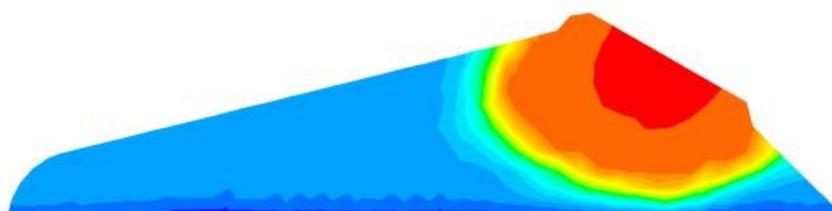
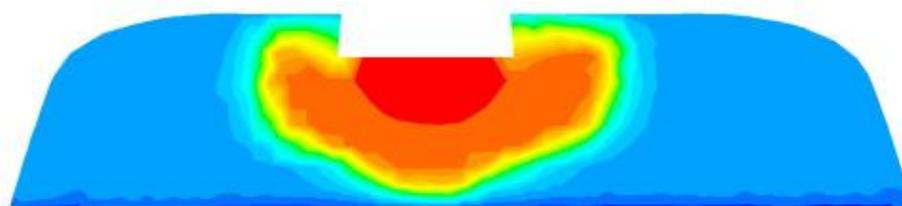


Рисунок 4.13 – Расчетная температура процесса сгорания СПГ с добавкой 5% водорода на двигателе ВАЗ 2111, при 30 град. ПКВ после подачи искры

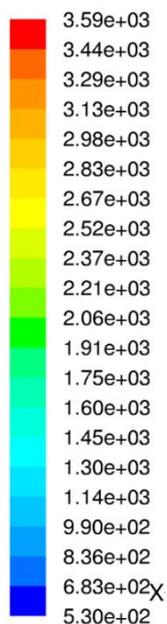
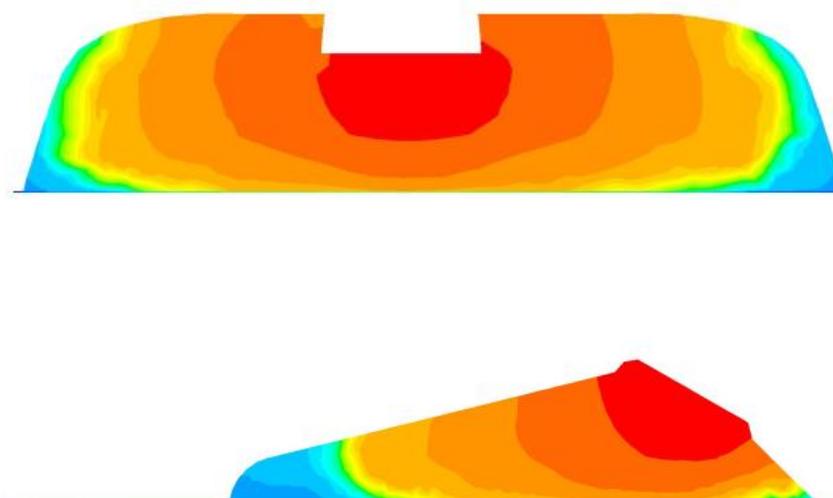


Рисунок 4.14 – Расчетная температура процесса сгорания СПГ с добавкой 5% водорода на двигателе ВАЗ 2111 при 45 град. ПКВ после подачи искры

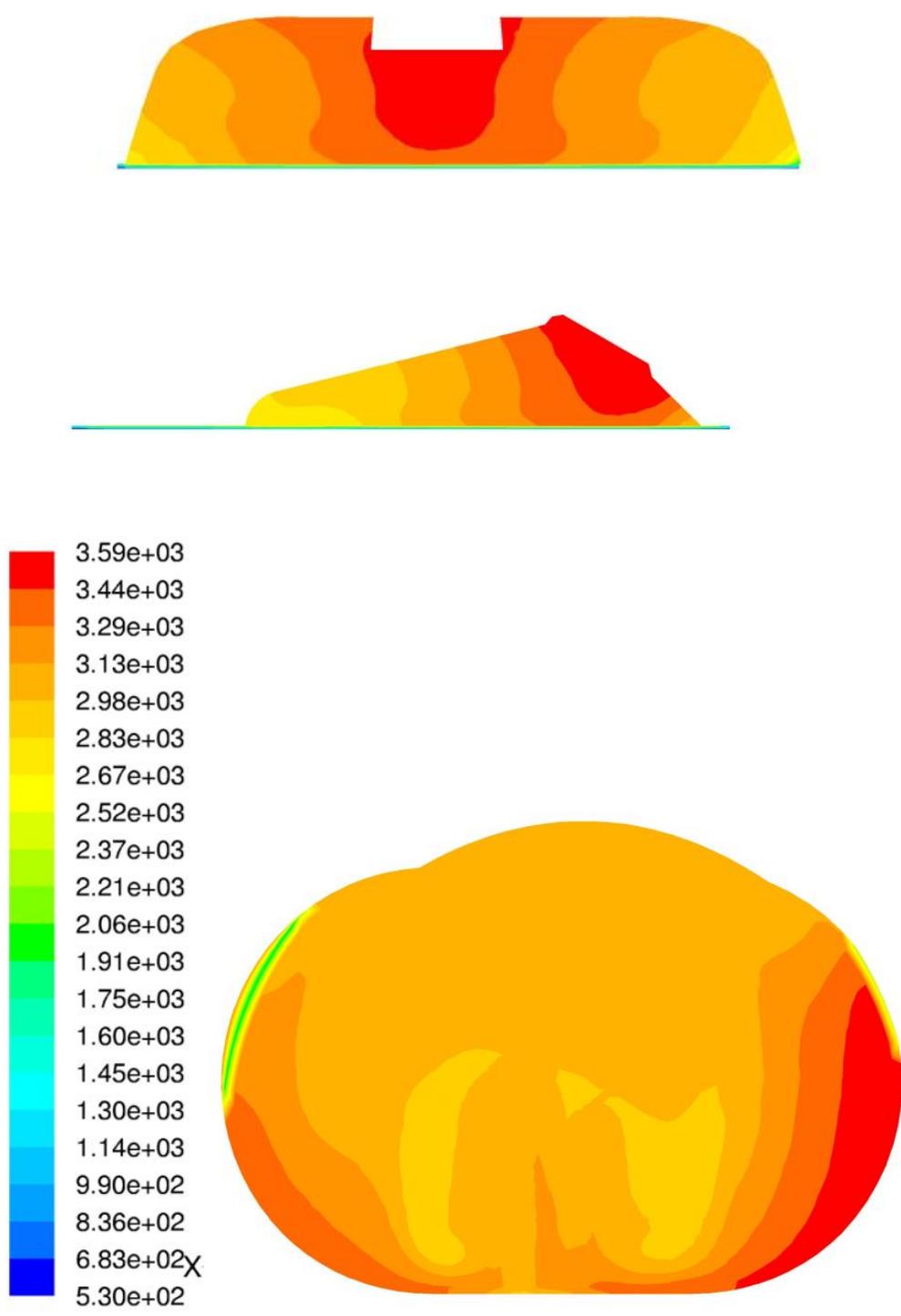


Рисунок 4.15 – Расчетная температура процесса сгорания СПГ с добавкой 5% водорода на двигателе ВАЗ 2111 при 60 град. ПКВ после подачи искры

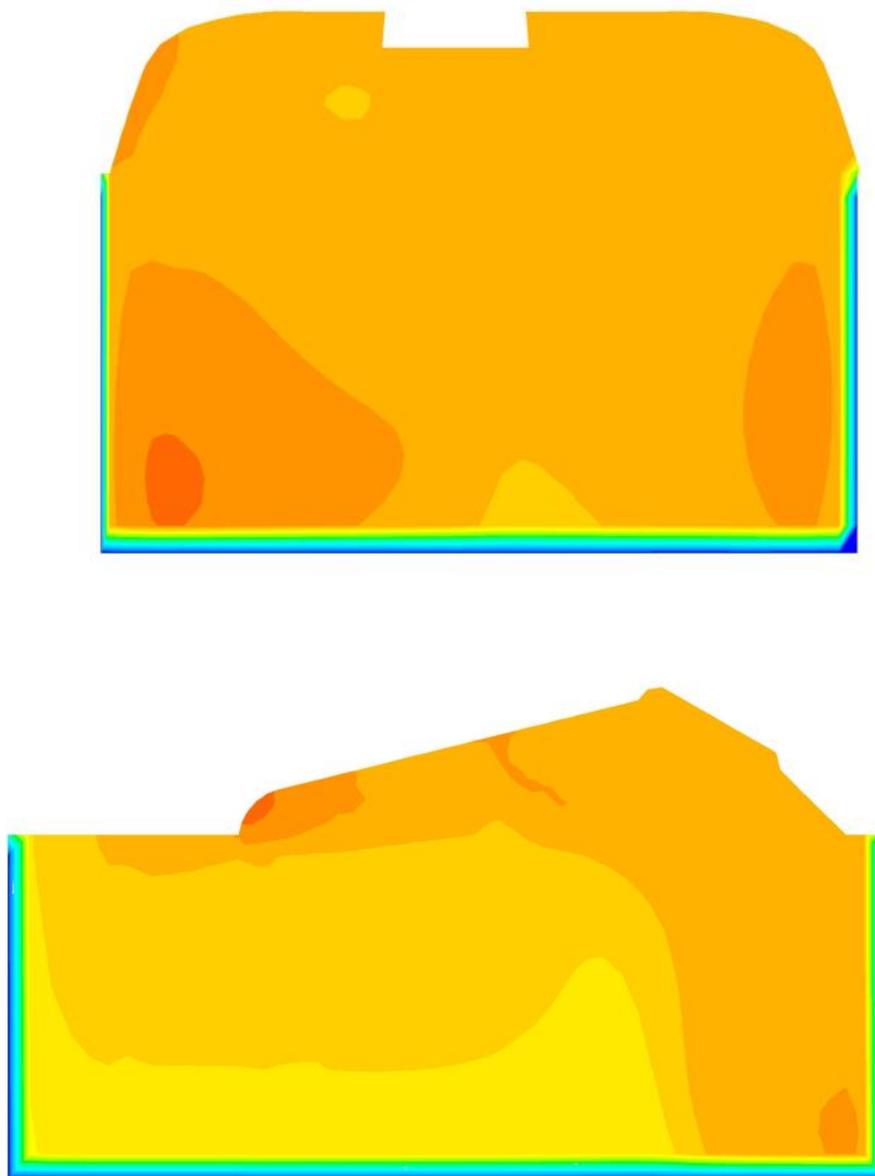
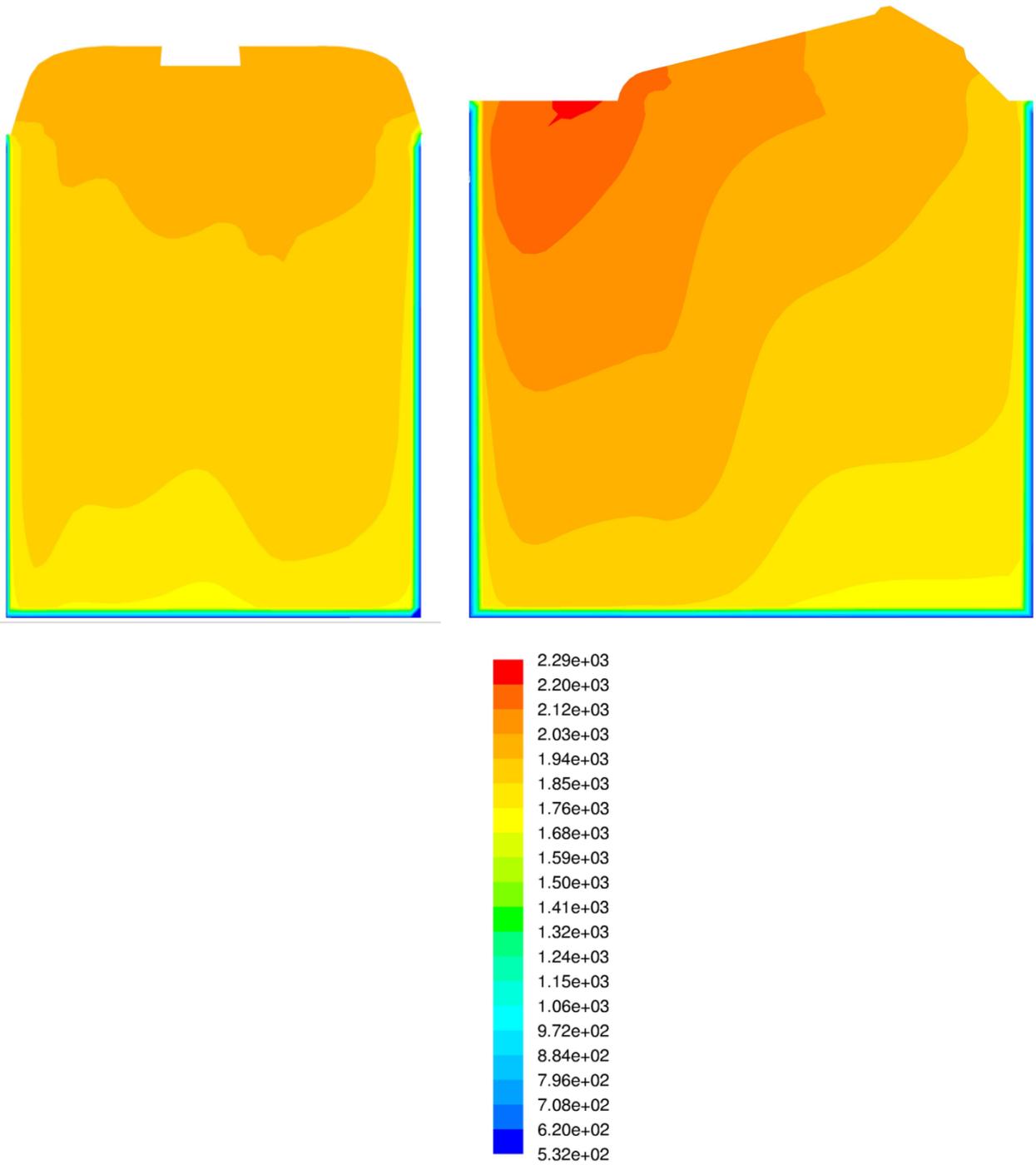


Рисунок 4.16 – Расчетная температура процесса расширения в двигателе VAZ 2111 при работе на СПГ с добавкой 5% водорода, при 415 град. ПКВ



б)

Рисунок 4.17 – Расчетная температура процесса расширения в двигателе ВАЗ 2111 при работе на СПГ с добавкой 5% водорода при 485 град. ПКВ

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные результаты работы могут быть представлены следующими выводами:

1. Выработанные подходы для оценки термодинамическую эффективность процесса сгорания, показали, что при анализе термодинамических процессов важную роль играют знания закономерностей распространения фронта пламени, а также влияние формы камеры сгорания на характеристики турбулентности потока.
2. Выявление особенностей влияния состава композитного газового топлива на термодинамическую эффективность процесса сгорания, показало, что изменение состава газового топлива путем добавления водорода в сжатый природный газ существенно изменяет условия распространения пламени и условия тепловыделения значительно ускоряя процесс сгорания за счет повышения концентрации атомов водорода в предпламенной зоне из-за их высокой диффузионной способности.

Тем самым применение водорода для повышения термодинамическую эффективность процесса сгорания является эффективным и целесообразным для внедрения в реальный сектор экономики, в виде сети заправочных станций в которых СПГ был заранее перемешан с водородом.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Blizard, N. C. Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines [Текст]/ Blizard N. C., Keck J. C.// SAE Paper 740191. 1974.
2. Bonnevie-Svendsen, A. Double-Vibe-Model for heat release in lean burn gas engines with prechamber ignition [Текст]/ Bonnevie-Svendsen A., Boulouchos K., Lämmle Ch., Vlakov I.// in: 6. Dessauer Gasmotoren-Konferenz. Dessau-Roßlau. 2009.
3. Boulouchos, K. Zur Modellbildung des motorischen Verbrennungsablaufes [Текст]/ Boulouchos K., Papadopoulos, S.// MTZ Motortechnische Zeitschrift 45 (1984) 1.
4. Boulouchos K., Optimale Auslegung umweltfreundlicher Gasmotoren mit Hilfe von Simulationswerkzeugen [Текст]/ Boulouchos K., Zbioreczyk A., Inhelder J., Frouzakis Ch.// MTZ Motortechnische Zeitschrift 58 (1997) 9.
5. Ceviz, M.A. Temperature and air-fuel dependent specific heat ratio functions for lean burned and unburned mixture [Текст]/ Ceviz M.A., Kaymaz I. // Energy Conversion and Management 46. 2005.
6. Chmela, F. Simulation der Verbrennung bei Vorkammer-Großgasmotoren [Текст]/ Chmela F., Dimitrov D.// in: 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Graz. 2007.
7. Chmela, F. Konsistente Methodik zur Vorausrechnung der Verbrennung in Kolbenkraftmaschinen [Текст]/ Chmela F., Dimitrov D., Pirker G., Wimmer A. // MTZ Motortechnische Zeitschrift 67 (2006) 6.
8. Christoph, K. Die Bewertung der Klopfestigkeit von Kraftgasen mittels der Methanzahl und deren praktische Anwendung bei Gasmotoren [Текст]/ Christoph K., Cartellieri W., Pfeiffer U.// MTZ Motortechnische Zeitschrift 33 (1972) 10.

9. Dobski, T. Combustion of Low Calorific Natural gases in Gas Engines in Pipeline Gas Transportation Systems [Текст]/ Dobski T., Wawrzyniak J., Jancy B.:// in: 5. Dessauer Gasmotoren-Konferenz. Dessau. 2007.
10. Смоленский, В.В. Исследование влияния водорода на неравномерность протекания процесса сгорания СПГ в ДВС на режимах холостого хода [Текст]/ Смоленский В.В., Смоленская Н.М., Павлов Д.А. // Вектор науки ТГУ. 2016. № 4 (38). 52-59.
11. Смоленский, В.В. Особенности изменения показателя политропы в ДВС на режиме холостого хода [Текст]/ Смоленский В.В., Смоленская Н.М., Павлов Д.А. // Известия Самарского научного центра РАН, т. 18, № 4(5), 2016. С. 938-843.
12. Смоленская, Н.М. Возможность оценки количества остаточных газов в ДВС на режимах глубокого дросселирования [Текст]/ Смоленская Н.М. // сборник XXVIII МНПК «Актуальные вопросы науки» 10.11.2016. Спутник +; М. 2016. С.184-189.
13. Smolenskaya, N.M. Research of polytropic exponent changing for influence evaluation of actual mixture composition on hydrocarbons concentration decreasing on deep throttling operation [Текст]/ Smolenskaya N.M., Smolenskii V.V, Bobrovskij I. //, IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 50 (2017) 012016 doi:10.1088/1755-1315/50/1/012016.
14. Смоленская, Н. М. Улучшение экономичности двигателей с искровым зажиганием за счет применения газовых композитных топлив [Текст]: дис. ... канд. тех. наук : 05.04.02 / Смоленская Наталья Михайловна. – М., 2015. – 165 с.
15. Смоленская, Н.М. Влияние добавки водорода в СПГ на изменение индикаторного давления в одноцилиндровой установке УИТ-85 [Текст] / Н.М. Смоленская, И.В. Смоленский, А.Н. Лаврушин // Сборник научных трудов по материалам Международной научно-практической

- конференции 30 мая 2015 г. – Тамбов: ООО «Консалтинговая компания Юком», 2015.
16. Смоленская, Н.М. Влияние добавки водорода в СПГ на изменение характеристики тепловыделения в одноцилиндровой установке УИТ-85 [Текст] / Н.М. Смоленская, И.В. Смоленский, А.Н. Лаврушин// Сборник научных трудов по материалам Международной научно-практической конференции 30 мая 2015 г. – Тамбов: ООО «Консалтинговая компания Юком», 2015.
17. Смоленская, Н.М. Влияние добавки водорода в СПГ на изменение максимальной температуры цикла и концентрацию оксидов азота в отработавших газах УИТ-85 [Текст] / Н.М. Смоленская, А.Н. Лаврушин // Сборник научных трудов по материалам Международной научно-практической конференции 30 мая 2015 г. – Тамбов: ООО «Консалтинговая компания Юком», 2015.
18. Смоленская, Н.М. Зависимость концентрации оксидов азота в отработавших газах от максимальной температуры цикла в УИТ-85 [Текст]/ Н.М. Смоленская, А.Н. Лаврушин// Сборник научных трудов по материалам Международной научно-практической конференции 30 мая 2015 г. – Тамбов: ООО «Консалтинговая компания Юком», 2015.
19. Schneßl, E. Potenzial verschiedener Brennverfahren für den Einsatz in Großgasmotoren [Текст]/ Schneßl E., Kogler G., Strasser Ch., Winter H.// in: 3. Dessauer Gasmotorenkonferenz. Dessau. 2003.
20. Schollmeyer, H.-J. Einsatz von Erdgasen unterschiedlicher Beschaffenheit in Stationär- und Fahrzeugmotoren [Текст]/ Schollmeyer H.-J., Wackertrapp H. // gwf - Gas/Erdgas 137 (1996) 2.
21. Sixel, E. CFD-Berechnung von Strömung und Vorkammer in der Vorkammer eines Otto-Gasmotors [Текст]/ Sixel E., Hassel E., Mooser D. // in: 3. Dessauer Gasmotoren-Konferenz. Dessau. 2003.
22. Stiesch, G. Modeling Engine Spray and Combustion [Текст]/ Stiesch, G.// Berlin: Springer. 2003.

23. Tabaczynski, R.J. A Turbulent Entrainment Model for Spark-Ignition Engine Combustion [Текст]/ Tabaczynski R.J., Ferguson C.R. // SAE Paper 770647. 1977.
24. Tippelmann, G. A New Method of Investigation of Swirl Ports [Текст]/ Tippelmann G.// SAE Paper 770404. 1977.
25. Turns, S.R. An Introduction to Combustion - Concepts and Applications [Текст]/ Turns S.R. // 2nd edition. Boston: McGraw-Hill. 2000.
26. Wachtmeister, G. Skriptum zur Vorlesung Verbrennungsmotoren [Текст]/ Wachtmeister G.// Technische Universität München. 2006.
27. Wiese, W. Strömungsentwicklung zur Darstellung robuster Otto-Brennverfahren [Текст]/ Wiese W., Adomeit Ph., Ewald J. // in: 11. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors. Graz. 2007.
28. Witt, M. Numerische Untersuchung von laminaren Methan-Luft-Vormischflammen. Villingen (CH) [Текст]/ Witt M., Griebel P.// Paul Scherer Institut, interner Bericht. 2000.
29. Woschni, G. Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren [Текст]/ Woschni G. // MTZ Motortechnische Zeitschrift 31 (1970) 12.
30. Woschni, G. Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnelllaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen [Текст]/ Woschni G., Anisits F. // MTZ Motortechnische Zeitschrift 34 (1973) 4.