

На правах рукописи

ГАРИПОВ Марат Данилович

**МНОГОТОПЛИВНЫЙ РАБОЧИЙ ЦИКЛ
ПОРШНЕВЫХ ДВС**

05.04.02 – Тепловые двигатели

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Челябинск – 2013

Работа выполнена в ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет» на кафедре Двигателей внутреннего сгорания

Научный консультант: Еникеев Рустэм Далилович
доктор технических наук, профессор

Официальные оппоненты: Кукис Владимир Самойлович,
доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры Колесных, гусеничных
машин и автомобилей ФГБОУ ВПО
«Южно-Уральский государственный
университет» (г. Челябинск)

Свистула Андрей Евгеньевич,
доктор технических наук, профессор,
зав. каф. ДВС ФГБОУ ВПО «Алтайский
государственный технический университет
им. И.И. Ползунова» (г. Барнаул)

Малозёмов Андрей Адиевич,
доктор технических наук, доцент, гл. научный
сотрудник ОАО «Научно-исследовательский
институт двигателей» (г. Москва)

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Нижегородский
государственный технический университет
имени Р.Е. Алексеева»

Защита диссертации состоится 27 ноября 2013 г. в 13 часов на заседании диссертационного совета Д 212.298.09 при Южно-Уральском государственном университете по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ауд. 1001 гл. корп.

Тел/факс (351)267-91-23,
E-mail: D212.298.09@mail.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (Национальный исследовательский университет).

Отзывы на автореферат в двух экземплярах, заверенных печатью просьба направлять по адресу: 454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76, ЮУрГУ, на имя ученого секретаря диссертационного совета.

Автореферат разослан «__» _____ 2013 г.

Ученый секретарь специализированного
диссертационного совета Д 212.298.09

доктор технических наук,
профессор



Лазарев Евгений Анатольевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы исследования. Развитие поршневых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) характеризуется непрерывным совершенствованием их эффективных показателей. В подавляющем большинстве случаев, это совершенствование шло без учета эффективности всей системы «перерабатывающий завод – топливо – двигатель» и сопровождалось ужесточением требований к качеству топлив. Такой подход, в свою очередь, вызывал увеличение затрат энергии при производстве топлив и повышение их стоимости. Это касается как нефтяных, так и альтернативных топлив. Существенного результата в повышении эффективности названной системы можно было бы добиться если обеспечить эффективную работу ДВС на дешёвых и малоэнергозатратных в производстве видах топлива, т.е. топливах, к которым не предъявляются жесткие требования по октановому или цетановому числу и испаряемости. Примером такой замены в сфере нефтяных топлив может быть замена дизельного топлива и бензина топливом широкого фракционного состава, в сфере альтернативных топлив – использование водных растворов этанола вместо абсолютированного этанола. Однако сжигание этих топлив в ДВС представляет серьезную проблему, как с точки зрения воспламенения, так и с точки зрения бездетонационного сгорания. Для доказательства возможности создания многотопливного двигателя достаточно доказать его способность работать на дизельном топливе, бензинах и водных растворах этанола, при этом двигатель должен сочетать в себе экономичность дизелей и удельную массу бензиновых двигателей. Для этого необходимо выполнить основные требования к рабочему циклу, определив цель настоящего исследования.

Актуальность работы также определяется остротой проблемы токсичности выбросов ДВС, в первую очередь оксидов азота. Одним из наиболее перспективных методов снижения эмиссии оксидов азота при работе двигателя на высоких нагрузках является подавление их образования непосредственно в рабочей камере организацией цикла со сжиганием обводненных топливовоздушных смесей. Этот метод может одновременно удовлетворить требованиям снижения выбросов оксидов азота, снижения теплонапряженности двигателя, снижения температуры выхлопа и при этом не ухудшить мощностные и экономические показатели двигателя. Метод представляет особый интерес при использовании в качестве топлива водных растворов этанола. Поэтому исследование возможностей воспламенения и сгорания различных топлив включает в себя исследование перспектив использования в многотопливном рабочем цикле обводненных топливовоздушных смесей для снижения эмиссии оксидов азота.

Степень разработанности темы. Существенный вклад в изучение различных аспектов проблемы внесли М.М. Вихерт, А.Н. Воинов, И.И. Гершман, В.Г. Дьяченко, Н.А. Иващенко, В.С. Кукис, Е.А. Лазарев, А.П. Лебединский, Л.В. Мальявинский, Б.П. Рудой, Ю.Б. Свиридов, А.Е. Свистула, А.С. Соколик и другие ученые ВНИИНП, МГТУ им. Баумана, НАМИ, ХПИ, ЦНИТА, ЮУрГУ, *Deutz, Komatsu, MAN, Orbital, Ricardo, Southwest Research Institute, Texaco*. Несмотря на успехи в решении отдельных вопросов, в комплексе проблема многотопливности при сочетании преимуществ дизелей и бензиновых ДВС не решена.

Цель и задачи исследования. Цель работы – разработать и исследовать рабочий цикл поршневого ДВС для удовлетворения следующим требованиям:

1. Отсутствие ограничений по степени сжатия (целесообразный диапазон в безнаддувном варианте 12 – 15).
2. Качественное регулирование мощности – работа в широком диапазоне изменения коэффициента избытка воздуха (на уровне современных дизелей).
3. Работа в широком диапазоне частот циклов (на уровне современных двигателей с искровым воспламенением).
4. Работа на всей существующей номенклатуре товарных топлив, выпускаемых для автотракторных ДВС.
5. Работа на водных растворах этанола (без добавки традиционных топлив).

В соответствии с целью формулировались **задачи исследования:**

1. Сформулировать гипотезу о возможности организации бездетонационного сгорания топлив различного октанового числа и испаряемости в двигателе с искровым воспламенением. Процесс должен быть реализован в условиях рациональных (для объединения в двигателе топливной экономичности дизеля и удельной мощности бензинового двигателя) степеней сжатия и качественного регулирования мощности.

2. Разработать систему математических моделей, описывающих процессы в топливоподающей аппаратуре и камере сгорания двигателя с предлагаемым многотопливным рабочим циклом, включая математическую модель рабочего процесса компрессор-форсунки, математическую модель развития топливовоздушной струи в камере сгорания, математическую модель сгорания.

3. Обосновать с помощью численного моделирования рациональную степень сжатия в экспериментальных установках.

4. Провести исследование возможности формирования в районе искрового разряда концентрационных и скоростных полей топливовоздушной смеси, необходимых для ее воспламенения.

5. Провести численное исследование влияния характеристики выгорания топлива в предлагаемом рабочем цикле на эффективный КПД и скорость нарастания давления. Расчетным путем провести оценку перспективности снижения эмиссии оксида азота за счет увеличения содержания воды в зоне реакции.

6. Разработать экспериментальные установки на базе полноразмерных двигателей для подтверждения гипотезы о возможности организации бездетонационного сгорания различных топлив в условиях рациональных степеней сжатия и качественного регулирования мощности.

7. Провести необходимые для подтверждения гипотезы экспериментальные исследования работы ДВС на дизельном топливе, низкооктановом бензине, этиловом спирте и спиртоводных смесях.

Научная новизна. Новыми научными результатами, полученными в работе, являются:

1. Принципы организации рабочего цикла ДВС, направленные на обеспечение многотопливности двигателя в рациональном диапазоне степеней сжатия (12 – 15), в условиях качественного регулирования мощности во всем диапазоне нагрузок, в широком диапазоне скоростных режимов. Процессы смесеобразова-

ния и сгорания в рабочем цикле включают в себя:

1.1 Нагрев и частичное испарение топлива в процессе сжатия богатой топливовоздушной смеси в полости насос-форсунки непосредственного впрыска (компрессор-форсунки). Впрыск топливовоздушной смеси.

1.2 Организация зоны обратных токов топливовоздушной струи в камере сгорания для формирования концентрации и скорости смеси в районе искрового разряда, необходимых для воспламенения. Обратные токи образуются при впрыске струи в специально организованное углубление (предкамеру) в камере сгорания и содержат пары и капли топлива с пограничного, наиболее подготовленного, слоя струи.

1.3 Неоднородное распределение состава топливовоздушной смеси в рабочей камере для обеспечения бездетонационного сгорания и качественного регулирования мощности. В зависимости от октанового числа топлива, термодинамических условий в камере сгорания, нагрузки и частоты циклов двигателя реализуется различная степень неоднородности и различный механизм сгорания:

а) Сгорание преимущественно однородной топливовоздушной смеси. Иницируется искровым разрядом на поздних стадиях распространения струи.

б) Комбинированное сгорание. Первый этап иницируется искровым разрядом и включает сгорание части смеси в турбулентном фронте. На втором этапе, в результате повышения давления и температуры несгоревшей смеси, возникает самовоспламенение и многоочаговое сгорание, характерное для дизеля. Управление степенью неоднородности смеси и, тем самым, интенсивностью ударных и детонационных волн, осуществляется изменением момента начала впрыска и момента первичного воспламенения искрой.

в) Сгорание неоднородной (преимущественно предварительно не перемешанной) топливовоздушной смеси. Иницируется искровым разрядом на начальной стадии распространения струи. В крайнем проявлении процесса воспламенение искровым разрядом может стать необязательным – горение происходит в результате самовоспламенения.

2. Математическая модель комбинированного сгорания. Модель позволяет рассчитывать процесс комбинированного сгорания с учетом механизма воспламенения и сгорания на каждом этапе. Модель позволяет также описать процессы сгорания в традиционных типах поршневых ДВС (дизелях и бензиновых), как частные случаи комбинированного сгорания.

3. Математическая модель рабочего процесса компрессор-форсунки. Модель позволяет описать параметры двухфазной топливовоздушной смеси (скорость, температуру, давление, состав смеси в каждой фазе) во всем потенциально возможном диапазоне существования двухфазного состояния в рабочей камере компрессор-форсунки (при до- и сверхкритических давлениях, максимально возможная температура двухфазного состояния соответствует критической температуре углеводорода) в предельных условиях теплообмена, определяемых термодинамическим равновесием двухфазной смеси.

Теоретическая значимость. Созданы теоретические основы организации рабочего цикла многотопливного ДВС, расширяющие существующие представления о сгорании различных топлив при сочетании преимуществ дизелей и бен-

зиновых двигателей.

Практическая значимость:

1. Принципы организации многотопливного рабочего цикла и результаты его исследования могут служить базой при проектировании перспективных ДВС, использующих широкий спектр как товарных, так и перспективных топлив.

2. Математическая модель комбинированного сгорания в сочетании с системой моделирования «Альбея» позволяет на стадии проектирования прогнозировать характеристики рабочего цикла двигателя и определять направления доводочных работ.

3. Математическая модель рабочего процесса компрессор-форсунки позволяет на стадии проектирования оценить параметры двухфазного течения, что дает возможность сократить объем экспериментальных исследований и, тем самым, снизить затраты материальных ресурсов и времени на отработку технических решений.

Математическая модель комбинированного сгорания в качестве самостоятельного модуля включена в систему моделирования «Альбея», используемую в научном процессе, лабораторных и практических занятиях студентов кафедры ДВС УГАТУ. Программа расчета рабочего процесса компрессор-форсунки используется в исследовательской работе студентов и аспирантов. Результаты работ внедрены в учебный процесс при разработке основной образовательной программы высшего профессионального образования (специализация «Двигатели, работающие на биотопливах»).

Принципы организации многотопливного рабочего цикла, результаты его исследования и математические модели используются в Центре перспективных разработок Уфимского моторостроительного производственного объединения при разработке двигателя для малой авиации, работающего на керосине.

Модели и методики расчета процессов в топливоподающей аппаратуре и камере сгорания двигателя применяются в ГСКБД ООО «ЧТЗ-УРАЛТРАК» (г. Челябинск) для совершенствования характеристик дизелей как специального, так и промышленного назначения с целью удовлетворения требованиям экономичности и мощности, а также снижения требований к качеству и номенклатуре топлив.

Методология и методы исследования. При выполнении работы использованы методы теории рабочих процессов ДВС; методы математического моделирования сложных систем, включая методы численного решения систем обыкновенных дифференциальных уравнений и систем уравнений в частных производных; методы натурного моделирования (при исследовании процессов в камере сгорания); методы экспериментальных исследований ДВС. Исследование носило расчетно-экспериментальный характер. Математические модели проверялись на достоверность в эксперименте. В экспериментальном исследовании количественно определено влияние нового рабочего цикла на индикаторные и эффективные показатели и токсичность выбросов двигателя.

Положения, выносимые на защиту:

1. Принципы организации рабочего цикла ДВС, направленные на обеспечение многотопливности двигателя в рациональном диапазоне степеней сжатия, в условиях качественного регулирования мощности во всем диапазоне нагрузок, в широком диапазоне скоростных режимов.

2. Математическая модель комбинированного сгорания, обобщающая описание процессов сгорания в традиционных типах ДВС.

3. Математическая модель рабочего процесса компрессор-форсунки, основанная на описании парожидкостного равновесия с применением единых уравнений состояния для расчета свойств сосуществующих равновесных фаз.

4. Результаты теоретического исследования процессов смесеобразования и сгорания при помощи разработанных математических моделей.

5. Результаты экспериментального исследования разработанного рабочего цикла при работе двигателя на низкооктановом бензине, дизельном топливе, этиловом спирте и спиртоводных смесях.

Степень достоверности и апробация результатов. Достоверность научных положений, результатов и выводов, содержащихся в диссертационной работе, основывается на корректном использовании фундаментальных уравнений термодинамики, механики жидкости и газа и теории рабочих процессов ДВС; использовании признанных научных положений, апробированных методов и средств исследования, применении современного математического аппарата, получении экспериментального материала на современном исследовательском оборудовании, обеспечивающем достаточную точность регистрации параметров; сопоставлении результатов расчета процесса сгорания с данными экспериментов на реальном ДВС; обобщении известных частных решений.

Результаты работы докладывались и обсуждались на всероссийской НТК «Проблемы современного энергомашиностроения» (УГАТУ, 2002), международном симпозиуме «Образование через науку» (МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2005), международной НПК «Автомобиль и техносфера» (КГТУ им. А.Н.Туполева, 2005), всероссийской НТК «Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей» (СГАУ, 2007), международной НТК «Проблемы и перспективы развития двигателестроения» (СГАУ, 2009), международной конференции «Двигатель 2010» (МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2010), межотраслевой НТК «Актуальные проблемы развития поршневых ДВС» (СПбГМТУ, 2010).

Личный вклад соискателя в разработку проблемы: все основные идеи работы сформулированы лично автором. Материалы диссертации основаны на исследованиях автора в период с 1999 по 2012 годы. Некоторые положения, методики и результаты работы получены и апробированы в ходе выполнения госконтракта в рамках аналитической ведомственной целевой программы «Развитие научного потенциала высшей школы (2006 – 2008 годы)».

Публикации. Основное содержание диссертации опубликовано в 36 печатных работах, в том числе в 17 публикациях в центральных рецензируемых журналах, рекомендованных ВАК, 1 монографии.

Объем и структура работы. Диссертация состоит из введения, семи глав, заключения и списка литературы. Содержит 271 страницу машинописного текста, включающего 135 рисунков, 19 таблиц и библиографический список из 129 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы исследования, дана общая характеристика работы.

В первой главе проведен анализ рабочих процессов ДВС, сформулированы гипотезы, поставлена цель и задачи исследования. Показано, что проблема многотопливности с учетом требований, указанных в цели настоящей работы, на данный момент не решена. Выполнение этих требований позволит совместить топливную экономичность дизеля и удельную мощность бензинового двигателя при работе на различных топливах. Для этого необходимо решить проблемы, связанные с обеспечением воспламенения и бездетонационного сгорания. Требования к рабочему циклу определяют отказ от механизма воспламенения, характерного для дизелей – самовоспламенения от сжатия. Это объясняется тем, что при самовоспламенении приходится сталкиваться с сильной зависимостью задержки воспламенения от типа топлива и термодинамических условий в рабочей камере. Самовоспламенение в рабочем цикле может сопровождать сгорание, но не обязательно его инициировать. Двигатель должен иметь принудительное воспламенение, желательно единичным искровым разрядом, поскольку этот механизм отличается определенностью и управляемостью момента воспламенения. Для воспламенения топливо в районе искрового разряда должно быть в газовой фазе, а смесь находиться в концентрационных пределах воспламенения. Обеспечение таких условий специфично для частичных и полных нагрузок. На кафедре ДВС УГАТУ в результате более чем двадцатилетних работ определен путь реализации такого рабочего цикла. В его основе лежат две гипотезы, предположительно позволяющие решить проблемы воспламенения и бездетонационного сгорания.

Гипотеза 1. Воспламенение на частичных нагрузках. При качественном регулировании мощности холостой ход двигателя осуществляется с коэффициентом избытка воздуха 5 – 7. В таких условиях однородная смесь не воспламеняется. Для искрового воспламенения смесеобразование должно быть организовано так, чтобы на режимах холостого хода и малых нагрузок осуществлялось сгорание предварительно перемешанных или частично перемешанных смесей. Для легких топлив это достигнуто в современных системах непосредственного впрыска топлива второго поколения, в которых искровой промежуток располагается вблизи сопла форсунки. Использование тяжелых топлив осложнено проблемой воспламенения струи единичным искровым разрядом. Воспламенение тяжелых топлив во всем диапазоне нагрузок достигнуто в системе непосредственного впрыска топливовоздушной смеси фирмы *Orbital*. Однако подача при низком давлении диктует применение ранних углов опережения впрыска, что вынуждает снижать степень сжатия из-за детонации и не позволяет в полной мере использовать качественное регулирование, т.к. при раннем впрыске на малых нагрузках смесь успевает выйти за пределы воспламенения. Выходом является использование поздних углов опережения впрыска. При этом, как указывалось выше, воспламенение струи тяжелого топлива должно осуществляться искровым разрядом, а искровой промежуток располагаться вблизи сопла форсунки. В такой постановке на данный момент задача не решена. Решением проблемы может стать использование двух ключевых элементов подготовки топливовоздушной смеси:

1. Предварительный нагрев и частичное испарение топлива в процессе сжатия богатой топливовоздушной смеси в полости насос-форсунки непосредственного впрыска. Диапазон температур окружающей среды и спектр возможных применяемых топлив будет в значительной мере определяться массовым соотношением топливо/воздух и максимальным давлением в полости форсунки. Насос-форсунку, в полости которой небольшая часть поступающего в двигатель воздуха смешивается с цикловой дозой топлива, будем далее называть компрессор-форсункой (КФ). Принципиальная схема КФ показана на рис. 1.

2. Использование углубления (предкамеры) в камере сгорания для интенсификации тепломассообменных процессов и формирования необходимых для воспламенения состава и скорости смеси в районе искрового разряда в течение впрыска. Принцип воздействия предкамеры на процесс смесеобразования показан на рис. 1. Движущаяся через предкамеру топливовоздушная струя, впрыскиваемая КФ, подсасывает окружающую ее среду, в результате образуется зона обратных токов, в которую увлекаются воздух, пары и капли топлива с пограничного, наиболее подготовленного слоя струи.

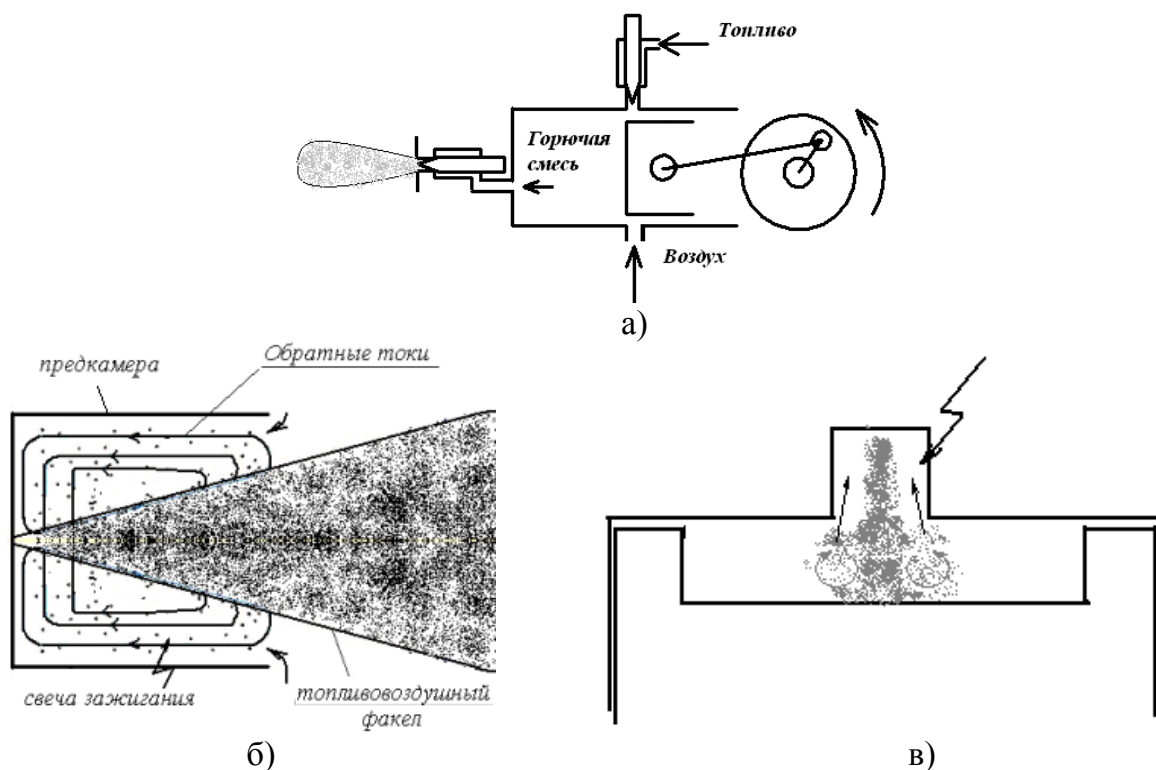


Рисунок 1 – Схема компрессор-форсунки (а) и принципиальная схема воздействия предкамеры на процесс смесеобразования (б, в)

Гипотеза 2. Воспламенение и бездетонационное сгорание на высоких нагрузках. Анализ условий возникновения детонации позволяет предположить, что неоднородное распределение состава топливовоздушной смеси в рабочей камере обеспечит возможность бездетонационного сгорания. Подтверждение этой возможности можно найти при рассмотрении процесса сгорания дизеля, в котором детонация не возникает именно вследствие концентрационной и температурной неоднородности топливовоздушной смеси. Однако, как при неоднородном распределении топлива обеспечить в районе искрового промежутка газовую смесь в концентрационных пределах воспламенения. Если для подавления дето-

нации достаточно степени неоднородности, при которой колебание состава испаренной части будет находиться в концентрационных пределах искрового воспламенения, то эти противоречия могут быть сняты за счет применения относительно раннего впрыскивания. Рабочий процесс в данном случае организуется таким образом, чтобы концентрационная неоднородность имела место на локальном уровне. При этом очаги локальной неоднородности должны быть относительно равномерно распределены по объему камеры сгорания. Предполагается, что образование ударных и детонационных волн в результате самовоспламенения в локальных очагах допустимо, если распространяясь они ослабляются до уровня, который не представляет опасности для конструкции двигателя и не ухудшает его эффективные показатели. Это может быть реализовано при умеренно низких октановых числах топлива (например, низкооктановых бензинах), высоких частотах вращения, низких средних индикаторных давлениях или низких температурах окружающей среды. Управление моментом начала подачи обогащенной топливовоздушной смеси в рабочую камеру и моментом первичного воспламенения искрой должны позволить управлять степенью неоднородности и, тем самым, интенсивностью ударных и детонационных волн.

При определенных условиях, например, при использовании дизельного топлива на частотах вращения, характерных для тракторных ДВС ($n < 2000 - 2500$ мин⁻¹), неоднородность заряда, реализуемая за счет раннего впрыска, может оказаться недостаточной. Тогда воспламенение смеси должно осуществляться на более ранних, по сравнению с предыдущим случаем, стадиях распространения струи, т.е. при поздних углах опережения впрыска. Задача воспламенения струи искровым разрядом, параметры которого характерны для бензиновых двигателей, при поздних углах опережения впрыска очень сложна. В случае струи дизельного топлива, эта задача в настоящее время не имеет решения.

В описанном выше способе воспламенения струи при работе на малых нагрузках определяющую роль играет предварительное испарение топлива в КФ. Однако для больших нагрузок данный подход не применим, поскольку ведет к значительному увеличению размеров КФ. Поэтому испарение топлива в значительной мере должно осуществляться за счет энергии окружающей струю среды. В настоящей работе предполагается использовать для воспламенения эффект смеобразование в головном вихре струи (рис.1, в). Предполагается, что регулированием параметров рабочего процесса КФ (максимального давления, критического сечения, расхода воздуха и т.д.) и угла опережения впрыска можно получить такой подогрев для каждого типа топлива, который позволит сформировать в головном вихре необходимый состав топливовоздушной смеси. Подвод смеси, образовавшейся в головном вихре струи, к искровому промежутку может быть обеспечен за счет предкамеры.

В определенных условиях инициация сгорания искровым разрядом может оказаться необязательной, сгорание может развиваться только в результате самовоспламенения. С другой стороны, самовоспламенения несгоревшей части смеси может и не быть при сгорании высокооктановых топлив, например, водных растворов этанола. Таким образом, сложившиеся типы поршневых ДВС являются крайними проявлениями предлагаемого рабочего цикла.

Перспективы снижения токсичности отработавших газов в многотопливном рабочем цикле. При разработке перспективных систем снижения токсичности выбросов ДВС особое внимание уделяется подавлению образования токсичных компонентов непосредственно в рабочей камере двигателя. В первую очередь это касается оксидов азота. Анализ способов подавлению образования оксидов азота в рабочей камере позволяет выделить два основных: 1) сжигание бедных предварительно перемешанных смесей с коэффициентом избытка воздуха в зоне горения $\alpha \approx 2$; 2) сжигание обводненных топливовоздушных смесей. Метод снижения эмиссии оксидов азота за счет использования рециркуляции отработавших газов не рассматривался, поскольку он приводит к ухудшению всех остальных показателей двигателя. Использование бедных предварительно перемешанных смесей на полной нагрузке ведет к существенному снижению удельной мощности двигателя. Этого недостатка лишен процесс с организацией сжигания обводненных топливовоздушных смесей. При этом возникает дополнительная проблема, связанная с организацией равномерного распределения воды в зоне горения, которую необходимо решить во избежание образования локальных участков пониженных и повышенных температур. Однако более сложной является проблема воспламенения обводненных топливовоздушных смесей.

При разработке многотопливного рабочего цикла следует предусмотреть использование одного из вышеперечисленных методов подавления эмиссии оксидов азота или скорее их комбинации. На режимах близких к полной нагрузке – использовать обводнение в совокупности с легким обеднением ($\alpha \approx 1,1 - 1,5$), на более низких нагрузках – сгорание бедных предварительно перемешанных (или частично перемешанных) смесей. Наиболее критичный для эмиссии оксидов азота является режим полной нагрузки. Именно он исследован в данной работе. При анализе возможности снижения эмиссии оксидов азота в многотопливном цикле за счет наличия воды в зоне горения необходимо ответить на ряд вопросов:

1. Если ориентироваться только на температурный механизм снижения эмиссии оксидов азота при добавке воды, то необходимо снижать температуру в зоне горения до значения, соответствующего сжиганию бедных предварительно перемешанных смесей (1700 К). В условиях поршневого ДВС организовать воспламенение и сгорание при таких температурах достаточно сложно (рабочий процесс *НСС* доводится около 30 лет). Необходимо исследовать возможность повысить температуру в зоне горения, сохранив уровень эмиссии, соответствующий сгоранию бедных предварительно перемешанных смесей с $T = 1700$ К за счет кинетического эффекта подавления оксидов азота в присутствии воды. Более высокая температура в зоне реакции позволила бы обеспечить более стабильное воспламенение и полноту сгорания.

2. Современные исследования не разделяют вклад температурного и кинетического механизмов подавления эмиссии оксидов азота при подаче воды. Условия моделирования позволяют оценить лишь комплексный эффект. Как правило, речь идет о снижении эмиссии оксидов азота за счет снижения температуры, о кинетическом эффекте упоминается вскользь. Этот вопрос нуждается в исследовании. При существенной величине эффекта, моделирование эмиссии оксидов азота в камере сгорания двигателя в трехмерной постановке некорректно до тех

пор, пока не проверены, а в случае необходимости скорректированы, редуцированные механизмы окисления.

3. Каким образом должна осуществляться подача и распределение воды в камере сгорания? Каково должно быть ее фазовое и температурное состояние, степень дисперсности и т.д.

Для ответа на эти вопросы требуется отдельное исследование, выходящее за рамки настоящего. В диссертационной работе исследование упрощено до того уровня, при котором его результаты позволяют оценить перспективность выбранного направления снижения токсичности. Исходя из этого, были выработаны следующие подходы к решению задачи:

1. Выбор изотермической реакции при постоянном объеме как наиболее удобного для анализа варианта моделирования, позволяющего разделить вклады термического и кинетического механизмов в подавление эмиссии оксидов азота и избежать потери информации, возникающей при использовании более сложных моделей. В такой постановке можно абстрагироваться от вопросов, связанных с тепломассообменными процессами, со способом снижения температуры, а соответственно, фазовым состоянием и температурой воды перед сгоранием.

2. Выбор водных растворов этанола при проведении натуральных экспериментов. В этом случае снимается часть вопросов, связанных с подачей и распределением воды в камере сгорания. Кроме того, этанол является одним из наиболее вероятных альтернативных топлив, способных в перспективе заменить нефтяные топлива, а возможность больших концентраций воды в водных растворах этанола упрощает технологию и значительно снижает энергоёмкость его производства.

Во второй главе обоснован выбор двигателей для реализации многотопливного рабочего цикла, численным моделированием определены степени сжатия. Для оценки возможности устранения характерного для дизелей ограничения по максимальной частоте и, соответственно, реализации удельной мощности, близкой к мощности бензиновых двигателей, выбран двухтактный высокооборотный двигатель ТМЗ-200М. Для исследования возможности качественного регулирования мощности и бездетонационного сгорания при относительно низких частотах вращения и высоких значениях среднего индикаторного давления выбран четырехтактный дизель Д-65Н (600 – 1750 мин⁻¹). Испытания этих двигателей на топливах с различными октановыми числами позволяет проверить реализуемость обоих способов организации бездетонационного сгорания, описанных в гипотезе.

В многотопливном цикле снимаются ограничения по степени сжатия, возникает возможность выбора наиболее приемлемого ее значения. Расчетное исследование влияния степени сжатия на эффективные показатели двигателей проведено в системе имитационного моделирования «Альбея». Угол начала теплоподвода выбирался из условия получения максимального эффективного КПД. Определено, что варьирование степени сжатия в диапазоне от 12,5 до 20,0 не влияет на эффективный КПД на полной нагрузке. На частичных нагрузках при степени сжатия выше $\approx 12,5 - 15,0$ происходит снижение эффективного КПД. Для проведения моторных экспериментов применена степень сжатия 12,5.

В третьей главе представлены математическая модель и результаты исследования рабочего процесса КФ. Условия в рабочей камере КФ таковы, что в кон-

це сжатия давление существенно превышает критические значения компонентов, входящих в состав товарных топлив. В таких условиях паровую фазу необходимо рассматривать не как смесь идеальных газов, а как реальный раствор. Жидкую фазу также необходимо рассматривать как реальный топливовоздушный раствор, поскольку при больших давлениях растворение воздуха в жидком топливе становится значительным. В этих условиях наиболее подходящей является модель термодинамического равновесия гетерогенных систем. Такой подход позволит детально, в строгой постановке, моделировать тепломассообмен в предельных условиях, определяемых термодинамическим равновесием в системе пар – жидкость. При этом модель является быстросчетной. Строгая постановка позволит использовать ее в качестве эталонной при проверке решения в *CFD* пакетах.

При моделировании парожидкостного равновесия применено единое уравнение состояния для описания свойств сосуществующих равновесных фаз. Задача решается на основе классического положения термодинамики о равенстве химических потенциалов каждого компонента смеси в сосуществующих фазах. В работе используется предложенное Брусиловским А.И. уравнение состояния для нефтей и природных газов, основанное на кубическом уравнении состояния обобщенного вида. Оно обладает более высокой, по сравнению с уравнением Пенга-Робинсона и модификациями уравнения Редлиха-Квонга, точностью моделирования при высоких давлениях и описания свойств тяжелых углеводородов, начиная с $n\text{-}C_9H_{20}$. Уравнение создавалось для давлений до 100 МПа и температур до 200 °С. Применительно к многокомпонентной системе уравнение имеет вид:

$$p = \frac{RT \sum_{k=1}^N n_k}{V - b_m} + \frac{a_m}{(c_m - d_m)(V + c_m)} - \frac{a_m}{(c_m - d_m)(V + d_m)},$$

Математическая модель рабочего процесса в рабочей камере КФ. Рассматривается двухфазная смесь, в которой реальные топлива и воздух заменяются модельными веществами: бензин моделируется n -октаном, дизельное топливо – n -додеканом, воздух – азотом. Исходная система уравнений для равновесных процессов сжатия и опорожнения рабочей камеры КФ имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} T^{(v)} = T^{(l)} \\ p^{(v)} = p^{(l)} \\ f_i^{(v)} = f_i^{(l)} \\ \frac{d}{dt} \int_V \rho_m dV + \int_F \rho_m (\overline{wn}) dF = 0 \\ \frac{d}{dt} \int_V \rho_m \left(u_m + \frac{w^2}{2} \right) dV + \int_F \rho_m \left(u_m + \frac{w^2}{2} \right) (\overline{wn}) dF = - \int_F p (\overline{wn}) dF \end{array} \right. \quad (1)$$

где f_i – фугитивность компонента, индекс l означает принадлежность величины к жидкой фазе, индекс v – к газовой, m – к двухфазной смеси.

Энтальпия двухфазной системы: $H_m = H_l + H_v$. Мольная энтальпия каждой фазы (реального газа или жидкости) может быть найдена из выражения:

$$h - h_T^0 = pv - RT - \int_{\infty}^v \left[p - T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_v \right] dv,$$

где h_T^0 – энтальпия в идеально-газовом состоянии, v – мольный объем. С учетом уравнения состояния, выражение для энтальпии двухфазной смеси будет иметь вид:

$$H_m = \sum_{k=1}^N n_{kl} \left(\sum_{i=1}^N h_{iT}^0 x_i + RT(z_l - 1) - \left(\frac{a_m - T \frac{da_m}{dT}}{c_m - d_m} \right) \ln \left(\frac{z_l + C_m}{z_l + D_m} \right) \right) +$$

$$+ \sum_{k=1}^N n_{kv} \left(\sum_{i=1}^N h_{iT}^0 y_i + RT(z_v - 1) - \left(\frac{a_m - T \frac{da_m}{dT}}{c_m - d_m} \right) \ln \left(\frac{z_v + C_m}{z_v + D_m} \right) \right).$$

где z_l и z_v – факторы сжимаемости жидкой и газовой фазы соответственно; n_k – число молей компонента в соответствующей фазе; x_i, y_i – мольные доли компонента i в жидкой и газовой фазах, соответственно. Из условия равенства давлений и температур в фазах, а также аддитивности объемов фаз, можно записать:

$$p = \frac{RT}{V} \left(z_l \sum_{k=1}^N n_{kl} + z_v \sum_{k=1}^N n_{kv} \right),$$

Тогда, с учетом допущений об однородности параметров в объеме КФ и равномерном распределении параметров в сечении выпуска, а также пренебрегая кинетической энергией в рабочей камере (в том числе во вредных объемах), последнее уравнение системы (1) (уравнение сохранения энергии) запишется в виде:

$$d \left(\frac{L}{R} \left(\sum_{i=1}^N h_{iT}^0 x_i - \left(\frac{a_m - T \frac{da_m}{dT}}{c_m - d_m} \right) \ln \left(\frac{z_l + C_m}{z_l + D_m} \right) \right) + \right. \\ \left. + \frac{(1-L)}{R} \left(\sum_{i=1}^N h_{iT}^0 y_i - \left(\frac{a_m - T \frac{da_m}{dT}}{c_m - d_m} \right) \ln \left(\frac{z_v + C_m}{z_v + D_m} \right) \right) \right) + \\ + T(z_l L + z_v(1-L))d(\ln V) - dT = T(z_l L + z_v(1-L)) \frac{dm}{m}$$

здесь L – мольная доля жидкости, m – масса двухфазной смеси в КФ, N – число компонентов смеси (для рассматриваемых смесей $N = 2$). Для вычисления энтальпий в идеально-газовом состоянии использованы полиномиальные зависимости NASA. Летучесть компонента смеси f_i вычисляется из известного соотношения:

$$\ln f_i = \int_V^{\infty} \left[\frac{1}{RT} \left(\frac{\partial p}{\partial n_i} \right)_{T,V,n_j,j \neq i} - \frac{1}{V} \right] dV + \ln \frac{n_i RT}{V}.$$

Математическая модель течения двухфазной смеси в сопле КФ при сверхкритическом перепаде давления. Параметры торможения считаются стационарными (или квазистационарными). Система уравнений для определения параметров течения в критическом сечении с учетом потерь имеет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} T^{(v)} = T^{(l)} \\ p^{(v)} = p^{(l)} \\ f_i^{(v)} = f_i^{(l)} \\ a = \sqrt{\frac{1}{\sum_{i=1}^N X_i M_i (1-L) \left(\frac{\partial v_v}{\partial p} \right)_s + L \left(\frac{\partial v_l}{\partial p} \right)_s} - v^2} \\ \frac{a^2}{2} = \frac{h_m^0}{\sum_{i=1}^N X_i M_i} - \frac{h_m^*}{\sum_{i=1}^N X_i M_i} \\ \mu G_T = \sum_{i=1}^N X_i M_i \frac{a F_c}{v} \end{array} \right. ,$$

где h_m^0 – удельная мольная энтальпия заторможенного двухфазного потока; h_m^* – удельная мольная энтальпия при скорости потока, равной скорости звука a ; F_c – площадь сечения, где достигается скорость звука. В общем случае она отличается от минимального сечения канала. При вычислении скорости звука в двухфазной смеси принимаем, что в процессе распространения звуковой волны фазовый переход в ее фронте не успевает произойти. Считаем, что температуры, скорости и давления фаз равны. Скорость звука через мольный объем в двухфазной среде:

$$a = \sqrt{-\frac{1}{\sum_{i=1}^N X_i M_i} v^2 \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_s},$$

где v – удельный мольный объем двухфазной смеси: $v = (1-L)v_v + Lv_l$.

В допущении отсутствия фазового перехода во фронте звуковой волны получим:

$$\left(\frac{\partial v}{\partial p} \right)_s = (1-L) \frac{\partial v_v}{\partial p} + L \frac{\partial v_l}{\partial p},$$

где $\left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_s$ для каждой фазы вычисляется по соотношению: $\left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_s = \frac{c_p}{c_v} \left(\frac{\partial p}{\partial v} \right)_T$.

Используя уравнения состояния можно вычислить составляющие уравнения скорости звука. Для расчета параметров течения в канале после критического сечения учет потерь удобно производить с помощью коэффициента скорости:

$\varphi = \frac{w_{ra}}{w_a}$, где w_{ra} – действительная скорость потока в выходном сечении сопла;

w_a – скорость течения в выходном сечении сопла при теоретическом процессе расширения от действительных параметров течения в критическом сечении. Тогда система уравнений для определения параметров течения в канале после критического сечения будет иметь следующий вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} d \left[\frac{L}{R} \left(\sum_{i=1}^N h_{iT}^0 x_i - \left(\frac{a_m - T \frac{da_m}{dT}}{c_m - d_m} \right) \ln \left(\frac{z_l + C_m}{z_l + D_m} \right) \right) + \right. \\ \left. + \frac{(1-L)}{R} \left(\sum_{i=1}^N h_{iT}^0 y_i - \left(\frac{a_m - T \frac{da_m}{dT}}{c_m - d_m} \right) \ln \left(\frac{z_v + C_m}{z_v + D_m} \right) \right) \right] + T(z_l L + z_v(1-L))d(\ln V) - dT = 0 \\ \frac{w_a^2}{2} = \frac{h_m^0}{\sum_{i=1}^N X_i M_i} - \frac{h_m^s}{\sum_{i=1}^N X_i M_i} \\ \mu G_T = \frac{\sum_{i=1}^N X_i M_i}{(1-L_s)v_{gs} + L_s v_{ls}} w_a F_a \\ \mu G_T = \frac{\sum_{i=1}^N X_i M_i}{(1-L_r)v_{gr} + L_r v_{lr}} \varphi w_a F_{ar} \\ \frac{(\varphi w_a)^2}{2} = \frac{h_m^0}{\sum_{i=1}^N X_i M_i} - \frac{h_m^r}{\sum_{i=1}^N X_i M_i} \\ T^{(v)} = T^{(l)} \\ p^{(v)} = p^{(l)} \\ f_i^{(v)} = f_i^{(l)} \end{array} \right.$$

где индексом s обозначены параметры течения в выходном сечении сопла при теоретическом процессе расширения от действительных параметров в критическом сечении; индексом r – действительные параметры течения; F – соответствующие площади сечения.

Математическая модель расчета параметров в изобарическом сечении начального участка нерасчетной сверхзвуковой двухфазной струи. Расчет двухфазной струи проводится в соответствии с одномерной теорией начального («газодинамического») участка нерасчетной сверхзвуковой газовой струи Г.Н. Абрамовича. Положения этой теории применены для расчета гомогенной двухфазной равновесной смеси. Параметры двухфазной равновесной смеси на

срезе сопла считаем постоянными по сечению, векторы скорости на срезе сопла – параллельными оси сопла. Смешением двухфазной смеси с газом окружающей неподвижной среды в начальном участке до изобарического сечения включительно пренебрегаем. Уравнения сохранения в рамках принятых допущений для стационарного течения двухфазной равновесной смеси в интегральной форме:

$$\left\{ \begin{array}{l} \left(\frac{\sum_{i=1}^N X_i M_i}{(1-L)v_g + Lv_l} \right)_a w_a F_a = \left(\frac{\sum_{i=1}^N X_i M_i}{(1-L)v_g + Lv_l} \right)_{iz} w_{iz} F_{iz} \\ \left(\frac{\sum_{i=1}^N X_i M_i}{(1-L)v_g + Lv_l} \right)_{iz} w_{iz}^2 F_{iz} - \left(\frac{\sum_{i=1}^N X_i M_i}{(1-L)v_g + Lv_l} \right)_a w_a^2 F_a = F_a (p_a - p_{iz}) \\ \frac{h_m^{iz}}{\sum_{i=1}^N X_i M_i} + \frac{w_{iz}^2}{2} = \frac{h_m^0}{\sum_{i=1}^N X_i M_i} \\ T^{(v)} = T^{(l)} \\ p^{(v)} = p^{(l)} \\ f_i^{(v)} = f_i^{(l)} \end{array} \right.$$

Величины с индексом a , обозначают параметры на срезе сопла, а с индексом iz – параметры потока в изобарическом сечении струи.

Результаты расчетных исследований. Примем, что формирование концентрационных полей в районе искрового разряда за счет подготовительных тепломассообменных процессов в форсунке должно играть определяющую роль при нагрузках, соответствующих коэффициентам избытка воздуха, больших 3. При меньших значениях α испарение топлива в значительной мере должно осуществляться за счет энергии окружающей струю среды (ранний впрыск, головной вихрь и т.д.). Поэтому объем форсунки и давление конца сжатия подбирались таким образом, чтобы состав паровой фазы на срезе сопла при $\alpha = 3$ в двигателе был близок к стехиометрическому при 223 К (максимально низкие температуры эксплуатации). Необходимое соотношение объема форсунки к рабочему объему цилиндра двигателя при $T = 223$ К, полученное из этих соображений, соответствовало 5%. Максимальное давление в форсунке 15 – 20 МПа. Концентрация топлива в форсунке в зависимости от режима работы будет меняться в пределах от приблизительно 0,4 кг/м³ (отношение массы воздуха к массе топлива около 3,2) до 2 кг/м³ (отношение массы воздуха к массе топлива около 0,6).

Рассмотрим состояние жидкой фазы в конце сжатия при максимальной подаче топлива. Рассмотрение будет касаться тех аспектов, которые влияют на дробление капель, а именно коэффициента поверхностного натяжения и количества растворенного в жидкости газа. Как видно из рис. 2, даже при максимальной подаче топлива и температуре окружающей среды 223 К, когда температура жид-

кости в конце сжатия в форсунке относительно низка, происходит существенное снижение коэффициента поверхностного натяжения (более чем в 3 раза). Содержание растворенного в жидкости газа достигает 25% (мольных). Эти факторы должны существенным образом интенсифицировать дробление капель. Причем в случае выхода из жидкости растворенного газа возможно, при определенных условиях, взрывообразное протекание процесса. Чем выше температура процесса, что например, связано с более высокими температурами окружающей среды или меньшей цикловой дозой топлива, тем сильнее воздействие указанных явлений.

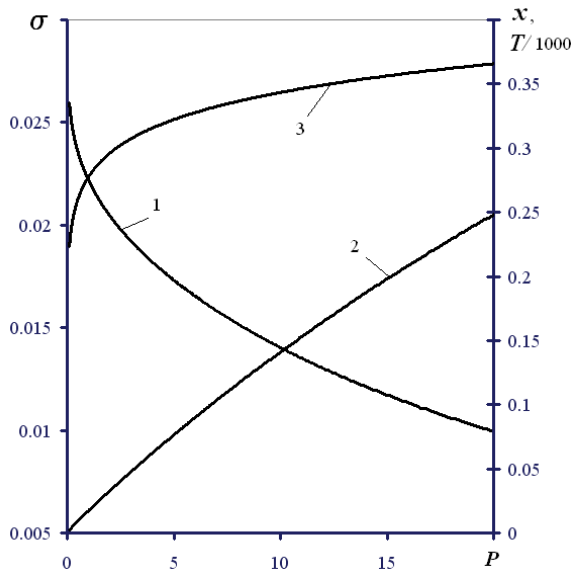


Рисунок 2 – Зависимость параметров жидкости от давления (p , МПа) в форсунке. Температура окружающей среды – 223 К, топливо – н-додекан; подача топлива – максимальная:

1 – коэффициент поверхностного натяжения жидкости (σ , Н/м); 2 – мольная доля растворенного в жидкости газа (x); 3 – температура жидкости в форсунке ($T/1000$, К)

Таким образом, впрыск топливовоздушной смеси КФ под высоким давлением способствует формированию воспламеняемого состава смеси в районе искрового разряда, обеспечивая ее подготовленность к воспламенению (наличие испаренного топлива, состояние жидкой фазы).

Расширение смеси до давления в камере сгорания. Вышеприведенные зависимости относятся к состоянию смеси в конце сжатия КФ. При изоэнтропном расширении двухфазной смеси до давления в камере сгорания (2 – 3 МПа), пары топлива конденсируются и их доля значительно снижается, что является нежелательным моментом. Однако при наличии потерь снижение уменьшается. Рассмотрим два случая истечения с потерями: 1) истечение, при котором критический режим устанавливается в выходном сечении сопла; 2) истечение, при котором критический режим устанавливается внутри сопла. Пренебрежем в обоих случаях потерями в дозвуковой конфузурной части течения в сопле. Тогда потери в первом варианте будут возникать на участке расширения смеси от выходного сечения сопла до изобарного сечения нерасчетной сверхзвуковой струи. Без учета перемешивания на этом участке течения потери приписываются необратимым процессам сжатия в скачках уплотнения (рис. 3). Потери в «бочке» приводят к тому, что температура при неизоэнтропном расширении падает меньше, нежели при изоэнтропном. Соответственно, массовая доля топлива в паровой фазе увеличивается.

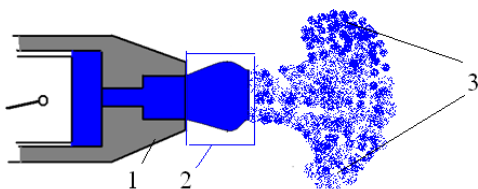


Рисунок 3 – Схема истечения:

1 – сопло форсунки,
2 – сверхзвуковая «бочка»,
3 – головной вихрь струи

Заметим, что амплитуда скачка, а, следовательно, и потери, зависят от степени нерасчетности струи. Степень нерасчетности увеличивается при уменьшении давления в камере сгорания. Поэтому чем ниже давление в камере сгорания, тем больше отличаются температуры в двух случаях расширения. Например, при давлении в камере сгорания 0,1 МПа отличие по температуре превышает 100 К, а массовые доли отличаются на порядок. При давлении в камере сгорания 3 МПа отличия незначительные.

Рассмотрим второй случай истечения – истечение, при котором критический режим устанавливается внутри сопла. Здесь, в отличие от первого (истечения, при котором критический режим устанавливается в выходном сечении сопла), значительная доля потерь приходится на участок сопла за критическим сечением. На рис. 4 приведены сводные графики зависимостей массовой доли испаренного топлива в выходном сечении сопла от коэффициента скорости, рассчитанные при температуре среды перед сжатием, равной 223 К. Здесь C_ϕ – отношение массы топлива в КФ к ее рабочему объему.

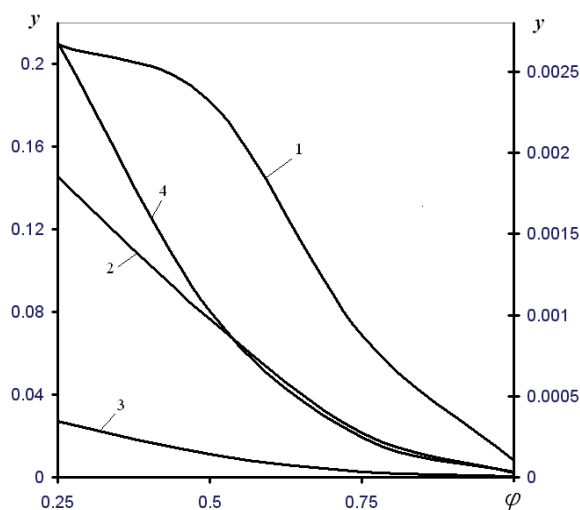


Рисунок 4 – Зависимость массовой доли испаренного топлива (y) на срезе сопла от коэффициента скорости (ϕ). Топливо – n-додекан, температура $T_0 = 223$ К:

- 1 – $C_\phi = 0,4$ (левая шкала);
- 2 – $C_\phi = 0,6$ (левая шкала);
- 3 – $C_\phi = 1,0$ (левая шкала);
- 4 – $C_\phi = 1,6$ (правая шкала)

Выходное сечение сопла для каждого коэффициента подбиралось таким образом, чтобы давление в сечении во всех случаях соответствовало примерно 2 МПа. Коэффициентам скорости 0,25; 0,5; 0,75; 1 отвечали отношения выходного сечения сопла к критическому, равные 10; 5; 3 и 2,3 соответственно. Результаты расчетов этого варианта истечения показали, что за счет увеличения потерь внутри сопла можно приблизить процесс расширения смеси к изотермическому. При этом массовая доля испаренного топлива в выходной части сопла может превышать массовую долю, образующуюся в конце сжатия рабочей камеры КФ. Управляя параметрами сопла (например, критическим сечением) можно получить различную концентрацию испаренной части топлива.

В четвертой главе представлены результаты исследования формирования концентрационных полей в районе искрового промежутка. Результаты расчетов по представленной выше математической модели использовались в качестве граничных условий при исследовании формирования концентрационных полей в районе искрового промежутка. Расчет процесса смесеобразования при распространении струи осуществлялся в программном комплексе *STAR-CD* версии 4.08. Исследование закономерностей формирования концентрационных полей в предкамере при впрыске двухфазной топливовоздушной струи проводилось при раз-

личных температурах окружающей среды (до сжатия). Давление в камере сгорания во всех вариантах принималось равным 2 МПа.

Результаты численных экспериментов подтвердили гипотезу о возможности формирования в районе искрового промежутка воспламеняемой смеси, осуществляемого за счет использования системы КФ – предкамера. На рис. 5 представлено поле векторов скоростей, образованное в предкамере при впрыске КФ топливо-воздушной смеси. Движущаяся через предкамеру струя «подсасывает» окружающую ее среду, в результате чего образуется зона обратных токов, в которую увлекаются воздух, пары и капли топлива с пограничного наиболее подготовленного слоя. Зона обратных токов характеризуется небольшими скоростями ($\approx 7 - 10$ м/с). Свеча зажигания расположена в этой зоне. На рис. 6 представлены распределения массовой доли испаренного топлива и температуры его капель в предкамере на полной нагрузке. При температурах окружающей среды выше 253 К комплекс КФ – предкамера позволяет сформировать в районе искрового промежутка воспламеняемую смесь на всех нагрузках. На нагрузках, соответствующих $\alpha \geq 3$, воспламеняемая смесь формируется главным образом за счет доли топлива, испаренного в КФ.

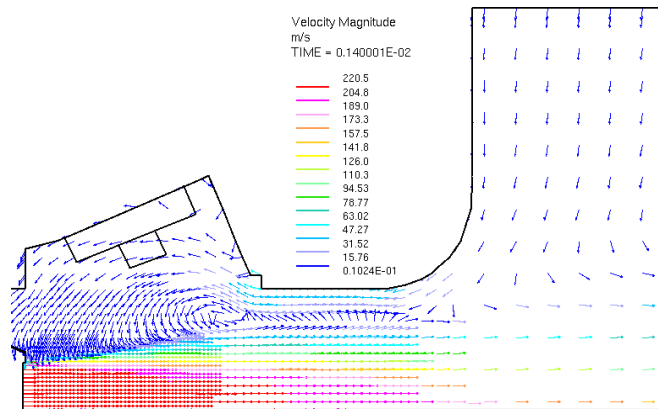


Рисунок 5 – Векторы скоростей в предкамере диаметром 8 мм

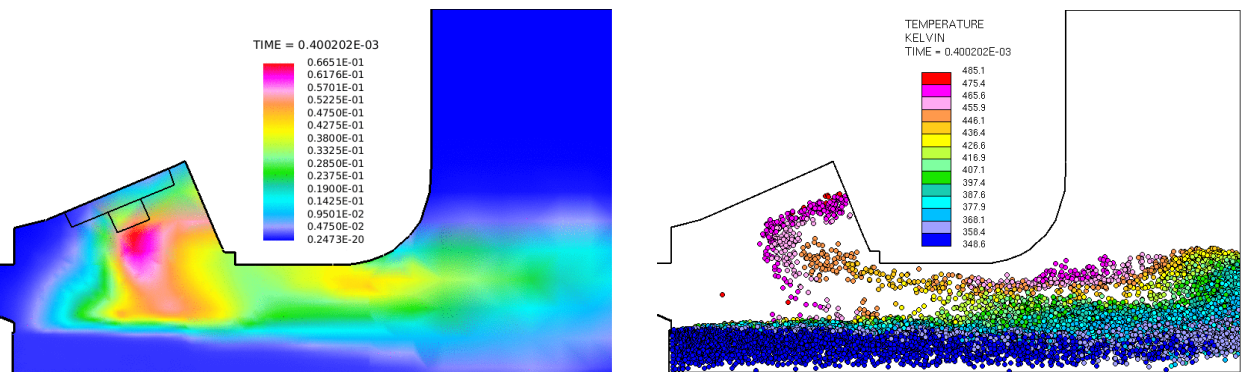


Рисунок 6 – Распределение массовой доли n-додекана и температуры капель (К) в предкамере диаметром 8 мм на режиме полной нагрузки, $T = 253$ К

На больших нагрузках, по крайней мере при отрицательных температурах окружающей среды, нагрев топлива, обеспечиваемый КФ, становится недостаточным. Воспламеняемая смесь формируется главным образом в головном вихре струи. Как видно из рис. 6, использование предкамеры позволяет подвести смесь, образовавшуюся в головном вихре струи, к искровому промежутку.

В пятой главе представлена математическая модель комбинированного выгорания. В наиболее общем случае реализации многотопливного рабочего цикла первый этап сгорания, характерный для бензинового двигателя, инициируется искровым разрядом и включает сгорание части смеси в турбулентном фронте. В результате повышения давления и температуры в несгоревшей части смеси, на втором этапе организуется самовоспламенение и многоочаговое сгорание, характерное для рабочего процесса дизеля. Таким образом, процесс подвода теплоты представляет собой комбинацию процессов воспламенения и сгорания двух традиционных типов поршневых ДВС – дизеля и бензинового. В крайних своих проявлениях механизм сгорания будет соответствовать сгоранию в этих двигателях.

Для определения интегральных показателей цикла широкое распространение получила модель И.И. Вибе. В этой модели не предусмотрено изменение механизма сгорания во время процесса расчета. Способ аппроксимации кривой тепловыделения, применяемый в существующих двойных функциях И.И. Вибе, не в полной мере позволяет отождествлять значения их показателей сгорания с показателями, полученными для одноэтапного выгорания. Это делает невыполнимой задачу исследования рабочего процесса с заранее неизвестным диапазоном варьирования параметров модели. Ниже приведены соотношения, которые позволяют обобщить исходную модель для описания комбинированного процесса сгорания. В соответствии с моделью И.И. Вибе, уравнение выгорания до момента самовоспламенения имеет вид:

$$x_1 = 1 - \exp \left[\ln(1 - x_z) \left(\frac{\varphi - \varphi_c}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right],$$

где x_1 – доля топлива, сгоревшего к данному моменту времени на первом этапе сгорания, x_z – доля топлива сгорающего к моменту практического конца реакции, φ_z – общая продолжительность сгорания, φ_c – угол опережения зажигания, m – показатель характера сгорания.

После самовоспламенения процесс сгорания приобретает качественно иной характер. Сгорание сопровождается появлением новых очагов воспламенения, что трансформирует закономерность выгорания. Следует отметить, что не только самовоспламенение может являться причиной трансформации. Это может быть следствием, например, ускорения фронтального распространения пламени относительно процесса при одноэтапном сгорании. Ускорение в свою очередь может происходить за счет предпламенных реакций или за счет любого другого фактора, способствующего ему.

Аналогично И.И. Вибе зададим кривую выгорания в виде:

$$x_2 = 1 - \exp \left(-n \int_0^t \rho dt \right),$$

где ρ – относительная плотность эффективных центров в данный момент времени. В работе И.И. Вибе вид функции $\rho = f(t)$ принят следующим: $\rho = kt^m$, т.е. при $t = 0$ $\rho = 0$, что означает отсутствие горения в начальный момент времени. В нашем случае начало второго этапа сгорания является продолжением первого, с уже раз-

витым процессом горения. Обозначим $\rho(0) = \rho_0$ и запишем функцию $\rho = f(t)$ в виде $\rho = \rho_0 + kt^m$, тогда

$$x_2 = 1 - \exp\left(-\left(n\rho_0 t + \frac{nk}{m+1}t^{m+1}\right)\right),$$

где x_2 – отношение сгоревшей массы топлива на втором этапе сгорания к данному моменту времени к массе всего топлива, сгорающего на втором этапе. После ряда преобразований получим

$$x_2 = 1 - \exp\left(\ln\left(\frac{x_z - x_0}{1 - x_0}\right)\left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_{z2}}\right)^{m_2 + 1}\right) \exp\left(\left(\frac{dx_1}{d\varphi}\right)_0 (\varphi - \varphi_0) \left(\left(\frac{\varphi - \varphi_0}{\varphi_{z2}}\right)^{m_2} - 1\right)\right),$$

где $\left(\frac{dx_1}{d\varphi}\right)_0$ – относительная скорость выгорания топлива в момент самовоспламенения на первом этапе сгорания, x_0 – массовая доля топлива, сгоревшего к моменту самовоспламенения, φ – угол поворота коленчатого вала, φ_0 – угол момента самовоспламенения, φ_{z2} – продолжительность второго этапа сгорания: $\varphi_{z2} = \varphi_z - (\varphi_0 - \varphi_c)$. Суммарная кривая выгорания будет выглядеть следующим образом: $x = x_2(x_z - x_1) + x_1$, где

$$\begin{cases} x_2 = 0, \text{ при } \varphi < \varphi_0, \\ x_1 = x_0, \text{ при } \varphi \geq \varphi_0. \end{cases}$$

Для полученной кривой тепловыделения достаточно задать общую продолжительность сгорания, момент самовоспламенения и показатели горения каждого из этапов. Показатели характера сгорания имеют тот же физический смысл и те же интервалы варьирования, что и в исходном уравнении И.И. Вибе. В данном подходе имеется возможность учета сокращения продолжительности сгорания φ_{z2} за счет появления новых очагов. Под общей продолжительностью сгорания φ_z понимается та продолжительность, которая могла бы быть при отсутствии самовоспламенения или любого другого фактора способствующего ее сокращению относительно продолжительности при одноэтапном сгорании. В случае организации бездетонационного сгорания с относительно ранним впрыском, в качестве φ_z можно принимать значения, характерные для бензиновых ДВС. При позднем впрыске – значения, характерные для дизелей. Математическая модель позволяет описывать как общий случай комбинированного сгорания, так и крайние (одностадийные) варианты сгорания.

С использованием разработанной математической модели определено влияния закономерности выгорания на эффективный КПД и жесткость сгорания. Продолжительность сгорания при моделировании двигателей ТМЗ-200М и Д-65 была принята равной $\varphi_z = 50^\circ$ ПКВ. На рис. 7 представлены индикаторные диаграммы при одноэтапном сгорании для различных значений m ($m = \text{const}$ для всего периода сгорания) при оптимальных УОЗ. На рис. 8 приведены индикаторные диаграммы при комбинированном сгорании для различных значений относительной доли топлива x_0 , сгоревшего на первом этапе горения, и различных показателей m характера горения второго этапа.

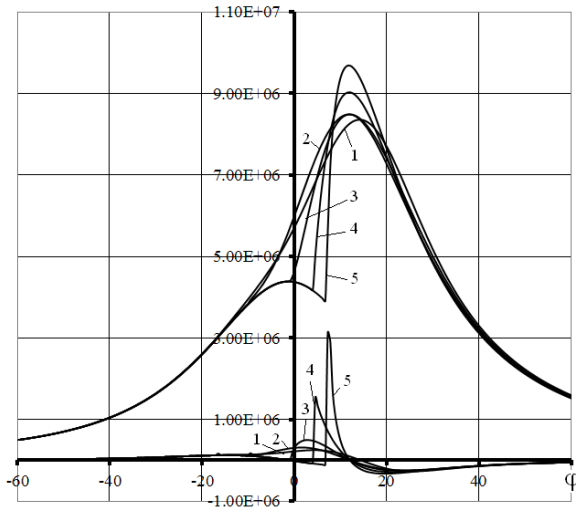


Рисунок 7 – Расчетная диаграмма изменения давления p (Па) и $dp/d\phi$ (Па/град) от угла поворота коленчатого вала при различных показателях характера сгорания m ($m = \text{const}$ для всего периода сгорания): 1 – $m = 3$; 2 – $m = 1,5$; 3 – $m = 0,5$; 4 – $m = 0$; 5 – $m = -0,3$

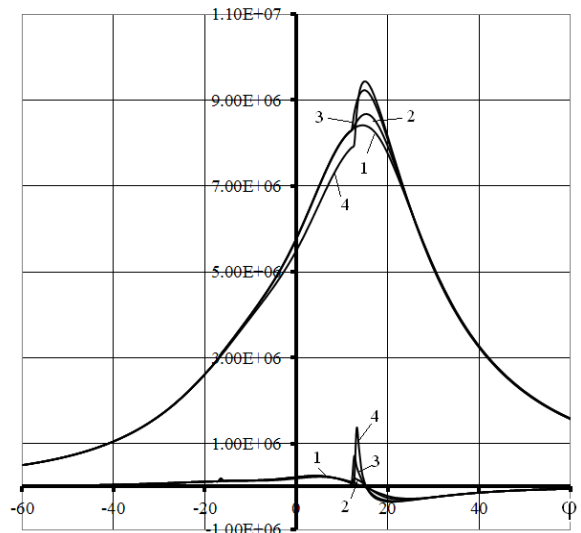
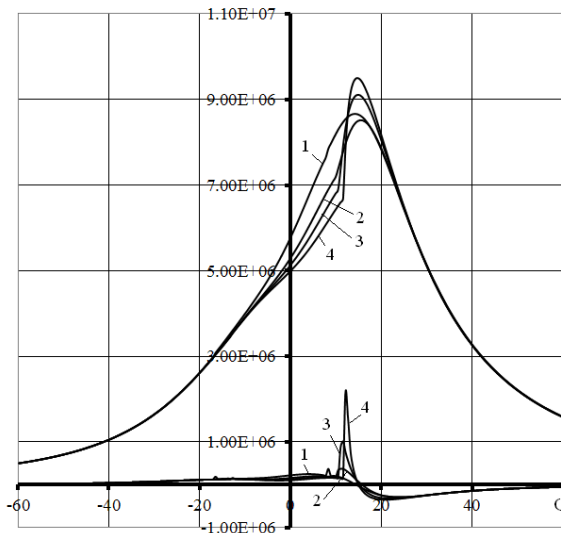


Рисунок 8 – Расчетная диаграмма изменения давления p (Па) и $dp/d\phi$ (Па/град) от угла поворота коленчатого вала ϕ ; доля топлива сгоревшего на первом этапе $x_0 = 0,35$ (слева) и $x_0 = 0,55$ (справа): 1 – $m = 1$; 2 – $m = 0,5$; 3 – $m = 0$; 4 – $m = -0,3$

Результаты численного эксперимента показывают, что эффективный КПД двигателя остается практически неизменным при всех выбранных сочетаниях m и $x_0 > 0,15$ и значение КПД оказывается не меньше, чем в цикле с одноэтапным сгоранием с показателем $m = 3,0$. Величины максимумов скорости нарастания давления близки к таковым для дизелей лишь в случае, когда относительная доля первого этапа составляет $x_0 < 0,35$. При $x_0 > 0,5$ приемлемым является практически весь диапазон значений m второго этапа сгорания вследствие того, что максимальная скорость нарастания давления не превышает значений, реализуемых в современных дизелях. Это означает, что в отличие от дизелей, взрывообразное сгорание при данных x_0 допустимо и степень однородности смеси будет ограничивать лишь вероятность образования детонации.

В этой же главе приведены результаты расчетного исследования влияния воды на эмиссию оксидов азота. В качестве топлива выбран метан, поскольку кинетика его окисления является наиболее достоверно и полно изученной, а проблема окисления крупных алифатических углеводородов может быть сведена к проблеме окисления метиловых и этиловых радикалов. Примененный в исследовании механизм окисления углеводородов и азота разработан Ливерморской

национальной лабораторией им. Э. Лоуренса (LLNL). Механизм состоит из 639 реакций, определяющих изменение концентраций 126 компонентов. В том числе более 150 реакций для окисления азота. Численное решение жесткой системы обыкновенных дифференциальных уравнений осуществлялось методом Гира. Математическая модель реализована на языке программирования C++. Концентрация воздуха во всех расчетах задавалась одинаковой. Моделирование проводилось при различных значениях температуры: 1700; 1800; 1900; 2000; 2200; 2500; 2800 К. Концентрация воды для каждой температуры подбиралась таким образом, чтобы давление оставалось неизменным независимо от температуры и соответствовало давлению при отсутствии воды и $T = 2800$ К, $\alpha = 1,1$. На рис. 9 представлены зависимости концентрации оксидов азота (при $\alpha = 1,1$), образованных за 10 мс при наличии воды и без неё, от температуры.

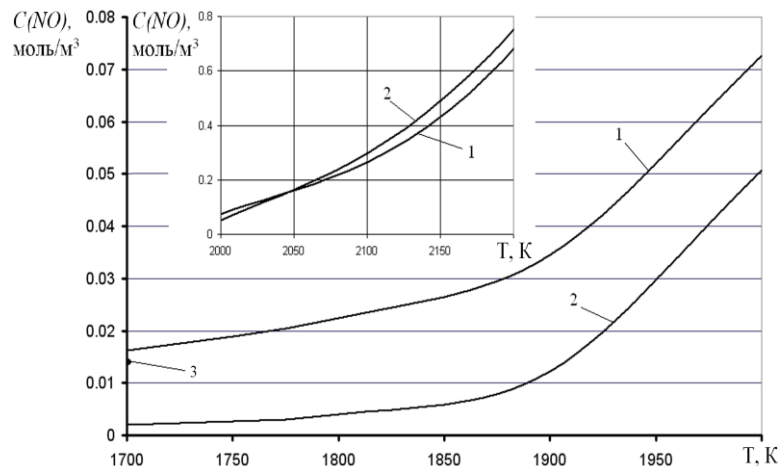


Рисунок 9 – Концентрация NO в зависимости от температуры (К): 1 – $\alpha = 1,1$ без подачи воды; 2 – $\alpha = 1,1$ с водой; 3 – точка, соответствующая $\alpha = 2$ без подачи воды

Видно, что замедление падения концентрации оксида азота с уменьшением температуры в обоих случаях начинается в области, близкой к 1900 К. Концентрация оксида азота при подаче воды при этой температуре ниже, чем его концентрация без воды при 1700 К. При этом продолжительность окисления в случае подачи воды существенно меньше (примерно в 2 раза), чем при обеднении смеси.

В шестой главе представлена экспериментальная установка на базе двухтактного двигателя и результаты экспериментальных исследований. Эксперименты подтвердили возможность реализации многотопливного рабочего цикла в эксплуатационном диапазоне частот циклов базового двигателя. На рис. 10 приведено изменение крутящего момента по внешней скоростной характеристике двигателя с многотопливным рабочим циклом при оптимальных углах опережения впрыска и зажигания для дизельного топлива, бензина «Нормаль 80», а также карбюраторного варианта двигателя. Углы опережения зажигания и впрыска подбирались из условия получения максимального момента двигателя. При отклонении угла опережения впрыска относительно оптимального наблюдалось уменьшение мощности двигателя. При уменьшении – из-за ухудшения смесеобразования, при увеличении – из-за детонации.

Индицирование двигателя. На рис. 11, 12 приведены экспериментальные индикаторные диаграммы двигателя с многотопливным рабочим циклом, снятые на различных топливах при оптимальных углах опережения впрыска и зажигания.

Видно, что кривая скорости нарастания давления имеет второй максимум. Это является следствием многоочагового сгорания смеси, воспламенившейся от сжатия, вызванного сгоранием части смеси воспламененной искровым разрядом. Это хорошо прослеживается по характерным флуктуациям на кривых давления и скорости нарастания давления $dp/d\phi$. Причем в случае сгорания бензина флуктуации ниже в связи с большей его детонационной стойкостью.

Подтверждение гипотезы о том, что принципы организации смесеобразования и воспламенения, заложенные в многотопливном рабочем цикле, должны позволить управлять степенью неоднородности, а, следовательно, и интенсивностью ударных волн, хорошо прослеживается при сравнении графиков полученных при работе на дизельном топливе. График, представленный на рис. 12, получен при большем, относительно оптимального, угле опережения впрыска (на 15 град. ПКВ). При увеличении УОВ степень неоднородности снижается, соответственно увеличивается интенсивность ударных волн. Следует заметить, что скорость нарастания давления на рис. 11 дана в бар на градус, а на рис. 12 в МПа на градус. Следовательно, оптимальный угол определяет ту границу, когда возникшие при многоочаговом воспламенении ударные волны еще не перерастают в детонационные такой интенсивности, которая ухудшает эффективные показатели двигателя, и должны способствовать более быстрому завершению тепловыделения.

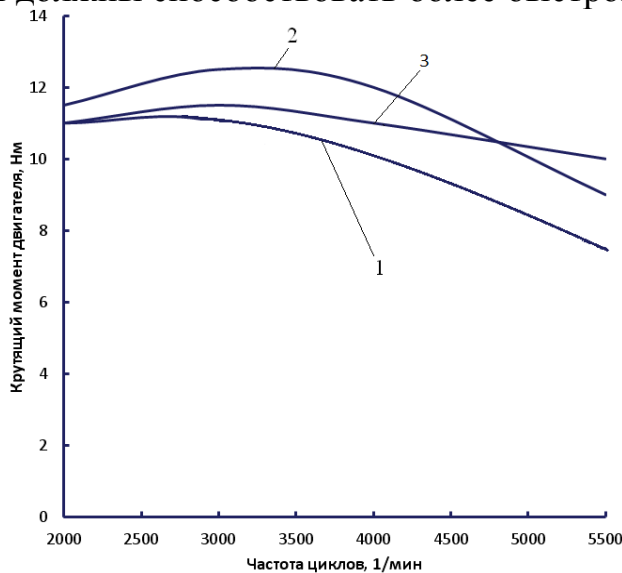


Рисунок 10 – Изменение крутящего момента по внешней скоростной характеристике:

- 1 – бензин (карбюраторный вариант);
- 2 – бензин (впрыск, многотопливный цикл);
- 3 – дизельное топливо (многотопливный цикл)

Самовоспламенение возникает после выгорания ~ 32% цикловой дозы при работе на дизельном топливе и ~ 60% при работе на бензине. Максимумы скорости нарастания давления имеют место после сгорания соответственно ~ 70 % и ~ 90 % топлива. Продолжительность сгорания в многотопливном рабочем цикле на всех испытанных топливах составляет не более 40 градусов угла ПКВ, что не превышает продолжительности сгорания, характерной для бензиновых двигателей.

На рисунке 11 дополнительно приведены расчетные диаграммы для комбинированного сгорания, полученные по математической модели. Показатель характера сгорания m для первого периода принимался равным 3,0 (данное значение типично для бензиновых двигателей). Показатели характера сгорания m для второго этапа сгорания – $m \approx 3$ – для бензина и $m \approx 5$ для дизельного топлива.

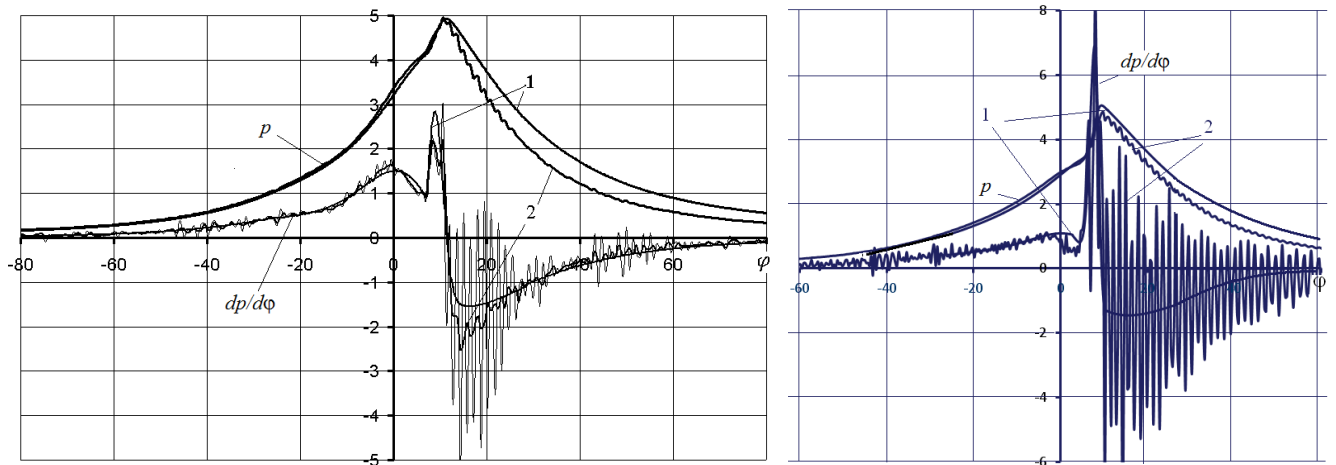


Рисунок 11 – Диаграмма изменения давления p (МПа) и $dp/d\phi$ (бар/град) от угла поворота коленчатого вала ϕ ; топливо – бензин (слева), дизельное (справа):
1 – расчет; 2 – эксперимент

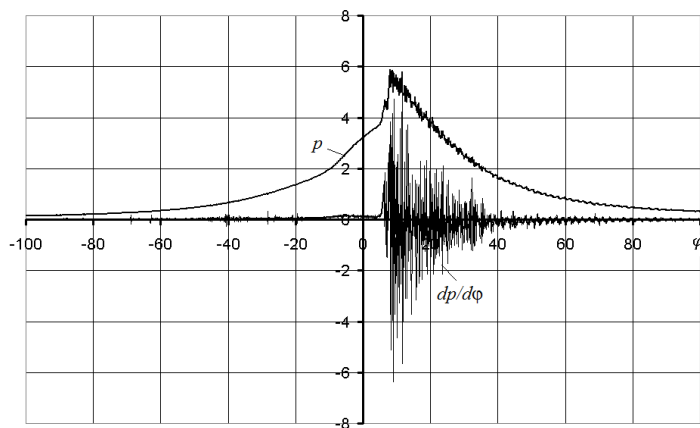


Рисунок 12 – Диаграмма изменения давления p (МПа) и $dp/d\phi$ (МПа/град) от угла поворота коленчатого вала ϕ ; топливо – дизельное; режим детонации.

Таким образом, условия двухтактного ДВС с высокой эксплуатационной частотой вращения позволили в существенной мере реализовать схему организации бездетонационного сгорания с относительно ранним впрыском топлива. Исследование возможности реализации бездетонационного сгорания за счет позднего впрыска топлива представлено в следующей главе.

В седьмой главе представлена экспериментальная установка на базе четырехтактного двигателя и результаты экспериментальных исследований. Многотопливный рабочий цикл реализован на одном из четырех цилиндров двигателя. Эксперименты проводились на бензине Нормаль-80, дизельном топливе и этаноле. Режим полной нагрузки соответствовал среднему индикаторному давлению равному $p_i \approx 0,7$ МПа. Частота вращения коленчатого вала составляла 700 мин^{-1} . Углы опережения зажигания и впрыска подбирались из условия получения максимального среднего индикаторного давления и ограничения максимальной скорости нарастания давления уровнем $\approx 1,2$ МПа/град.

На этаноле горение развивается характерным для традиционных бензиновых двигателей образом. Угол опережения зажигания выбирался только исходя из получения максимального среднего индикаторного давления. Угол опережения впрыска не имел ограничений в сторону увеличения. Тепловыделение при работе на бензине (рис.13) имеет двухстадийный характер. От момента зажигания до

приблизительно ВМТ процессы сгорания при работе на бензине и этаноле развиваются практически одинаково – как в традиционном бензиновом ДВС. Однако, после ВМТ, вслед за небольшим замедлением, скорость тепловыделения при работе на бензине существенно увеличивается. Высокое значение максимальной скорости нарастания давления, достигаемое в этот период (0,7 МПа/град.), характерно для фазы быстрого сгорания в дизелях. Как уже упоминалось, это может являться следствием самовоспламенения несгоревшей части смеси от сжатия, вызванного сгоранием части смеси, воспламененной искровым разрядом.

Наибольшие трудности вызвала организация работы двигателя на дизельном топливе. Низкая частота вращения и предварительный нагрев, осуществляемый КФ, приводили к тому, что уже через несколько циклов после выхода на режим высоких нагрузок, наличие или отсутствие искрового разряда никак не сказывалось на работе двигателя – сгорание могло развиваться только в результате самовоспламенения. Но наличие искрового разряда было необходимо при пуске двигателя и работе на малых нагрузках. Эта особенность при работе на полной нагрузке определила использование поздних углов опережения впрыска (УОВ = 20 град ПКВ, рис. 14). Но при таких углах в условиях существующей конфигурации элементов рабочей камеры, системы впрыска и зажигания существенно ухудшается распределение топлива по объему воздуха. Вследствие этого возникают потери от несвоевременности подвода теплоты и недогорания. Затянутый характер тепловыделения виден из рис. 14.

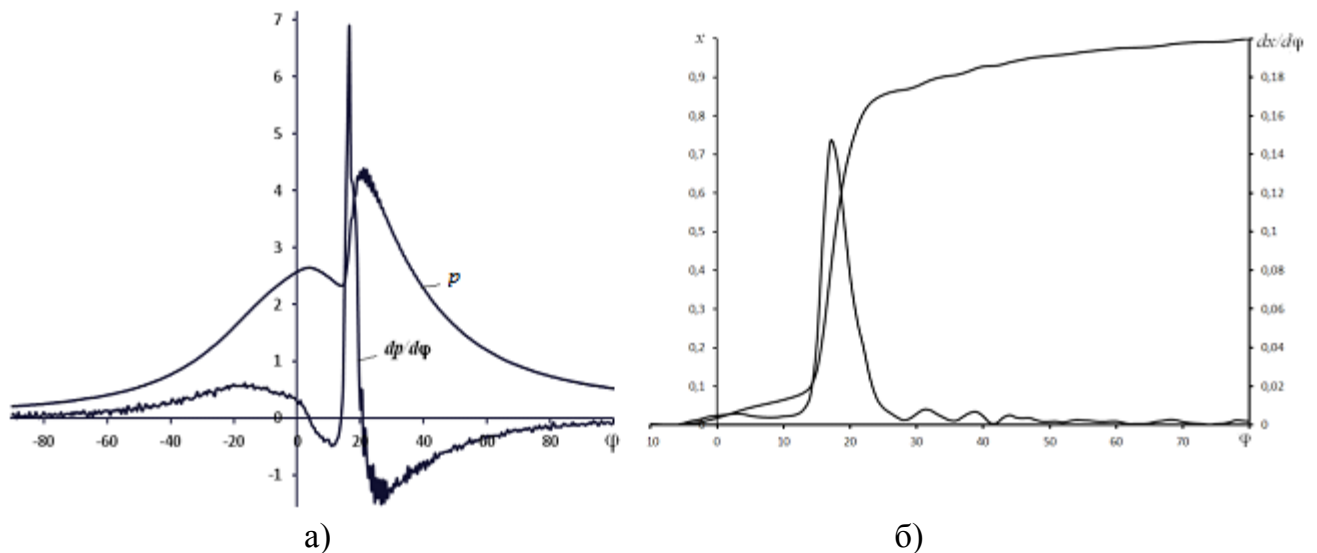


Рисунок 13 – Диаграмма изменения давления p (МПа) и $dp/d\phi$ (бар/град) (а), интегральная x и дифференциальная $dx/d\phi$ (град⁻¹) характеристики выгорания топлива (б); топливо – бензин; УОВ=70 град ПКВ

Избежать этого можно путем доводки параметров впрыска и камеры сгорания. Однако наличие клапанов, полостей и каналов для охлаждающей жидкости оставляет мало возможностей для варьирования расположения форсунки и свечи зажигания, что существенно ограничивает возможности доводки рабочего цикла. Доводка означает проектирование и изготовление новой головки блока, модернизацию газораспределительной системы исходного дизеля. Это самостоятельная задача, решать которую целесообразно по техническому заданию конкретного производителя. В рамках диссертационной работы эта задача не рассматривалась.

Увеличение угла опережения впрыска до 35 град ПКВ приводит к значительному снижению продолжительности теплоподвода (рис. 15). Однако при этом степень неоднородности смеси снижается, соответственно увеличивается интенсивность ударных и детонационных волн. Максимальная скорость нарастания давления становится неприемлемо большой (почти 4 МПа/град.). Среднее индикаторное давление при этом снижается. Таким образом, для получения приемлемых характеристик выгорания необходимо обеспечить высокую скорость перемешивания при поздних углах опережения впрыска (менее 20 градусов ПКВ до ВМТ). Задача может быть решена в результате комплексной работы, связанной с доводкой топливной аппаратуры и камеры сгорания.

Таким образом, в экспериментальном исследовании показана возможность реализации воспламенения искрой и бездетонационного сгорания различных по октановому числу топлив при умеренно большой степени сжатия, равной 12,5, при низкой частоте вращения (700 мин^{-1}) и относительно низком коэффициенте остаточных газов.

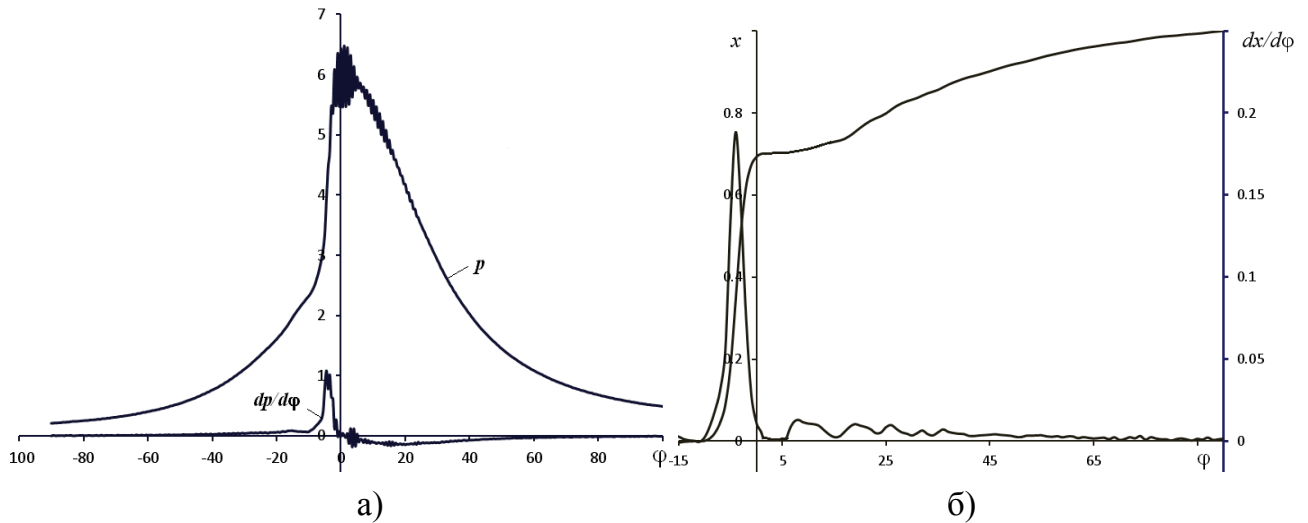


Рисунок 14 – Диаграмма изменения давления p (МПа) и $dp/d\phi$ (МПа/град) (а), интегральная x и дифференциальная $dx/d\phi$ (град $^{-1}$) характеристики выгорания топлива (б); топливо – дизельное; УОВ=20 град ПКВ

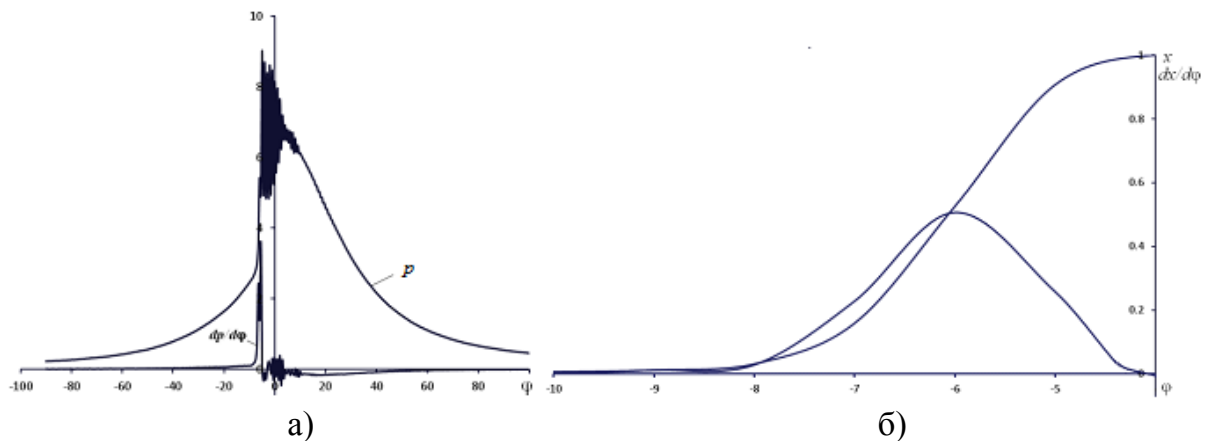


Рисунок 15 – Диаграмма изменения давления p (МПа) и $dp/d\phi$ (МПа/град) (а), интегральная x и дифференциальная $dx/d\phi$ (град $^{-1}$) характеристики выгорания топлива (б); топливо – дизельное, УОВ=35 град ПКВ

Результаты экспериментов на частичных нагрузках. Эксперименты проведены на бензине Нормаль-80, дизельном топливе и этаноле. Дросселирова-

ние воздуха на впуске не осуществлялось. Эксперименты подтвердили возможность качественного регулирования мощности. Режимы нагрузок соответствовали среднему индикаторному давлению $p_i \approx 0,4$ МПа и $p_i \approx 0,1$ МПа. Значения коэффициентов избытка воздуха при этом составили $\alpha \approx 2$ и $\alpha \approx 7$ соответственно.

Исследование сгорания обводнённого этанола. Использовались водные растворы этанола различной концентрации (95, 70, 45 % спирта об.). Измерения проводились на частоте вращения вала двигателя, близкой к частоте вращения при максимальном крутящем моменте (1200 мин^{-1}). Испытания проводились при температуре окружающей среды $T \approx 293 \text{ К}$. Впрыск производился в начале такта сжатия. Нагрузка соответствовала содержанию O_2 в отработавших газах около 5 % при работе на 95 %-м этаноле ($\alpha \approx 1,3$).

С ростом концентрации воды период интенсивного тепловыделения смещается к концу сгорания, но, несмотря на это, общая продолжительность сгорания не увеличивается. Продолжительность горения для 95 %-го этанола составила 62 град угла ПКВ, для 70 %-го – 50° и для 45 %-го – 55°. За окончание сгорания было принято значение, соответствующее 95 % максимального значения тепловыделения. На рис. 16, а представлены зависимости среднего индикаторного давления и эмиссии оксидов азота от вида топлива. Видно, что с ростом количества воды в обводнённом этаноле происходит значительное снижение уровня эмиссии оксидов азота (более чем в 30 раз). С ростом содержания воды в топливе возрастает выброс углеводородов (с $\approx 500 \text{ ppm}$ на 95 %-м этаноле до $\approx 2000 \text{ ppm}$ на 45 %-м этаноле). В то же время с увеличением содержания воды не наблюдается значительного роста эмиссии CO (рис. 16, б). Это может быть объяснено тем, что аппаратура не способна адекватно анализировать эмиссию недогоревших углеводородов при высоком содержании водяных паров в отработавших газах.

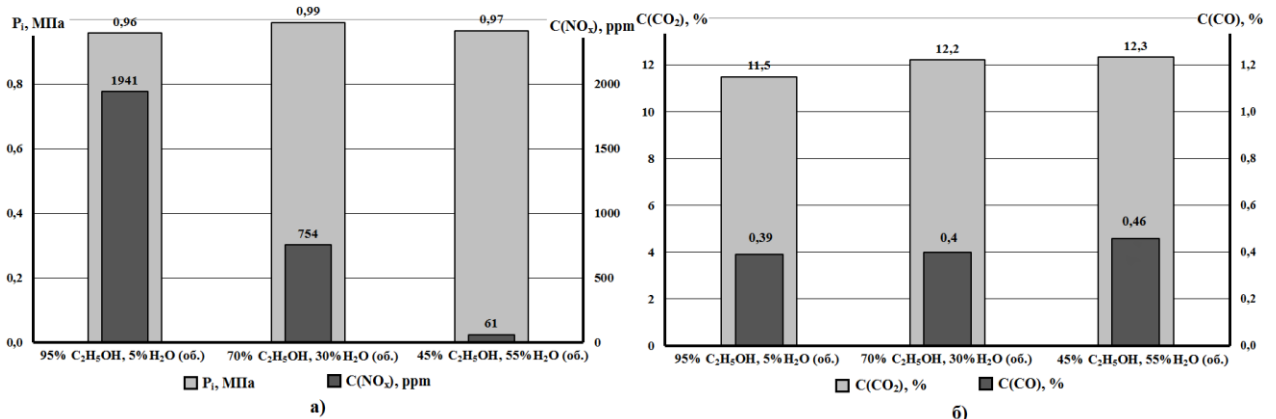


Рисунок 16 – Среднее индикаторное давление, эмиссия оксидов азота (а), эмиссия оксида углерода, диоксида углерода (б) в зависимости от вида топлива

Измерительный модуль газоанализатора, который использует инфракрасный метод (*NDIR*), опознаёт водяные пары как углеводороды (при анализе пробы с чистым водяным паром газоанализатор показал высокий уровень *CH*). В то же время продукты неполного окисления топлива не представляют той сложности в нейтрализации, которая характерна для оксидов азота, и могут быть эффективно устранены в современных каталитических дожигателях.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные итоги выполненного исследования

1. Сформулирована и экспериментально подтверждена гипотеза о возможности организации в двигателе с искровым воспламенением цикла с бездетонационным сгоранием топлив различного октанового числа и испаряемости (дизельного топлива, бензина «Нормаль 80», этилового спирта и спиртоводных смесей) в условиях рациональных степеней сжатия и качественного регулирования мощности. Цикл включает в себя:

1.1 Нагрев и частичное испарение топлива в процессе сжатия (максимальное давление до 40 МПа) богатой топливовоздушной смеси в полости компрессор-форсунки. Впрыск топливовоздушной смеси.

1.2 Организация зоны обратных токов топливовоздушной струи в камере сгорания для формирования концентрации и скорости смеси в районе искрового разряда, необходимых для воспламенения. Обратные токи образуются при впрыске струи в специально организованное углубление (предкамеру) в камере сгорания и содержат пары и капли топлива с пограничного, наиболее подготовленного, слоя струи.

1.3 Неоднородное распределение состава топливовоздушной смеси в рабочей камере для обеспечения бездетонационного сгорания и качественного регулирования мощности. В зависимости от октанового числа топлива, термодинамических условий в камере сгорания, нагрузки и частоты циклов двигателя реализуется различная степень неоднородности и различный механизм сгорания:

а) Сгорание преимущественно однородной топливовоздушной смеси. Иницируется искровым разрядом на поздних стадиях распространения струи.

б) Комбинированное сгорание. Первый этап иницируется искровым разрядом и включает сгорание части смеси в турбулентном фронте. На втором этапе, в результате повышения давления и температуры несгоревшей смеси, возникает самовоспламенение и многоочаговое сгорание, характерное для дизеля. Управление степенью неоднородности смеси и, тем самым, интенсивностью ударных и детонационных волн, осуществляется изменением момента начала впрыска и момента первичного воспламенения искрой.

в) Сгорание неоднородной (преимущественно предварительно не перемешанной) топливовоздушной смеси. Иницируется искровым разрядом на начальной стадии распространения струи. В крайнем проявлении процесса воспламенение искровым разрядом может стать необязательным – горение происходит в результате самовоспламенения.

2. Разработана математическая модель рабочего процесса компрессор-форсунки. Модель позволяет описать параметры двухфазной топливовоздушной смеси (скорость, температуру, давление, состав смеси в каждой фазе) во всем потенциально возможном диапазоне существования двухфазного состояния в рабочей камере компрессор-форсунки (при до- и сверхкритических давлениях, максимально возможная температура двухфазного состояния соответствует критической температуре углеводорода) в предельных условиях теплообмена, определяемых термодинамическим равновесием двухфазной смеси. В результате компьютерного моделирования с использованием разработанной модели и программ-

ного комплекса *STAR-CD* подтверждена возможность, посредством системы компрессор-форсунка – предкамера, сформировать в районе искрового зазора концентрационные и газодинамические условия воспламенения топливовоздушной смеси в диапазоне значений среднего по объему камеры сгорания коэффициента избытка воздуха от 1 до 6 – 7. Эта возможность подтверждена экспериментально.

3. Разработана математическая модель комбинированного сгорания. Модель позволяет рассчитывать процесс комбинированного сгорания с учетом механизма воспламенения и сгорания на каждом этапе. Модель содержит опытные параметры с тем же физическим смыслом, что и в базовой модели И.И. Вибе, и позволяет также описать процессы сгорания в традиционных типах поршневых ДВС (дизелях и бензиновых), как частные случаи комбинированного сгорания. Оценка совпадения расчетных и экспериментальных интегральных характеристик выгорания топлива показала, что коэффициент согласования экспериментальных и расчетных кривых составляет $\chi = 0,88 - 0,94$. Результаты численных экспериментов с использованием разработанной математической модели и системы имитационного моделирования «Альбея» показали, что при комбинированном теплоподводе эффективный КПД двигателя остается практически неизменным (отклонение не более 1%) при всех исследованных сочетаниях продолжительностей этапов и показателей характера сгорания m второго этапа и не ниже самого высокого среди исследованных одноэтапных видов сгорания – сгорания с показателем $m = 3$. Величина максимума скорости нарастания давления при комбинированном сгорании зависит от доли смеси сгоревшей к моменту самовоспламенения. Чем выше эта доля, тем ниже максимум скорости нарастания давления при тех же значениях показателя m . При относительной доле, превышающей $\approx 50\%$, приемлемым является практически весь диапазон значений m второго этапа сгорания вследствие того, что максимальная скорость нарастания давления не превышает значений, реализуемых в современных дизелях ($\approx 1,2$ МПа/град).

4. Численным моделированием установлен рациональный для экспериментальных двигателей диапазон степеней сжатия (12 – 15).

5. В результате численного моделирования установлено, что кинетический эффект уменьшения образования оксида азота в присутствии воды в зоне реакции в наибольшей мере наблюдается при температурах реагирующей смеси менее 1900 – 2000 К. Снижение эмиссии оксида азота при этих температурах объясняется увеличением времени достижения равновесия за счет снижения сверхравновесных концентраций активных радикалов (в первую очередь атомарного кислорода), которые являются ключевым фактором, определяющим выход оксида азота в этом температурном диапазоне. При одинаковых температурах реагирующей смеси концентрация оксида азота при наличии воды более чем в 2 раза ниже, чем его концентрация без воды. Это позволяет повысить температуру в зоне горения до ≈ 1900 К, сохранив уровень эмиссии, соответствующий сгоранию бедных предварительно перемешанных смесей с $T = 1700$ К. При этом продолжительность окисления топлива в первом случае (при наличии воды и $T = 1900$ К) более чем в 2 раза ниже, что способствует большей устойчивости и полноте горения.

6. Разработаны и реализованы на экспериментальных установках технические решения для конвертации двигателей с традиционных рабочих циклов на

предлагаемый многотопливный – топливная аппаратура (компрессор-форсунка) и компоновка системы компрессор-форсунка – предкамера – свеча зажигания.

7. Моторные стендовые эксперименты при работе двигателей с предлагаемым многотопливным рабочим циклом на товарных топливах (бензин «Нормаль-80», дизельное топливо), этиловом спирте и спиртоводных смесях показали:

- возможность бездетонационного сгорания всех исследованных топлив при рациональной (с точки зрения объединения в двигателе топливной экономичности дизеля и удельной массы бензинового двигателя) степени сжатия ($\approx 12,5$);

- возможность качественного регулирования мощности двигателя в диапазоне нагрузок от холостого хода до полной; максимальный коэффициент избытка воздуха при работе на холостом ходу составил $\alpha \approx 7$;

- отсутствие, в отличие от дизеля, ограничений по максимальной частоте вращения вала (по крайней мере, до 5500 мин^{-1} – номинальной частоты вращения базового бензинового двигателя);

- при обводнении этанола (от 5 до 55 об. % воды) наблюдается снижение эмиссии оксидов азота с 1941 до 61 ppm, не происходит падения удельной мощности двигателя, не наблюдается значительного роста эмиссии CO и увеличения времени теплоподвода.

Основные рекомендации

1. Для снижения площади теплоотвода объем предкамеры следует минимизировать (для двигателя Д-65Н он составляет $\approx 1\%$ объема камеры сгорания).

2. Рабочий объем компрессор-форсунки рекомендуется принимать не более 5 – 6% рабочего объема цилиндра двигателя.

3. В качестве уплотняющих элементов плунжерных пар рекомендуется использовать комбинированные резинофторопластовые уплотнения. Максимальное давление в компрессор-форсунке, определяемое возможностью работы таких уплотнений, не должно превышать 40 МПа.

4. Проблему компоновки компрессор-форсунки, наиболее остро проявляющуюся при реализации рабочего цикла в четырехтактных двигателях, рекомендуется решать организацией двухступенчатого сжатия топливовоздушной смеси.

Перспективы дальнейшей разработки темы

Достигнутый уровень результатов позволяет применить рабочий цикл в двигателях, предназначенных для работы на спиртах. Возможность применения в двигателях обводнённого этанола (с концентрацией воды до 30 – 35 % об.) вместо абсолютизированного этанола (с концентрацией воды не более 0,2 – 0,5%), позволит снизить энергозатраты при производстве топлива \approx в 1,7 раза.

Конвертация бензиновых двигателей на предлагаемый рабочий цикл даст возможность использовать тяжелые виды топлив (дизельное и керосин) при сохранении высокой удельной мощности, что особо важно для двигателей малой авиации. Это позволит снизить номенклатуру топлив, сократить логистические расходы, а также повысить безопасность. Удельный эффективный расход топлива двигателя с предлагаемым рабочим циклом на номинальном режиме не превышает значения, соответствующего исходному бензиновому двигателю.

Для повышения топливной экономичности до уровня дизелей требуется проведение доводочных работ. Эти работы включают в себя исследования, связанные с уточнением параметров компрессор-форсунки (концентрации топлива и максимального давления в компрессор-форсунке, момента и продолжительности впрыска, геометрии распылителя), согласованием топливовоздушного факела с геометрией камеры сгорания, разработкой системы управления компрессор-форсунки. Уже достигнутая возможность работы двигателя при степени сжатия 12,5 – 15 и качественном регулировании мощности убеждает, что при доводке процессов смесеобразования и сгорания можно достигнуть топливной экономичности дизелей. Эту возможность подтверждают и результаты работы двигателя с экспериментальным циклом на бензине – удельный индикаторный расход на высоких нагрузках не превышает расход исходного дизеля.

После завершения диссертационной работы многотопливный рабочий цикл реализован на двухтактном бензиновом двигателе ММВЗ-3.112 и четырехтактном дизеле YANMAR. Под руководством автора усовершенствована конструкция компрессор-форсунки. Это позволило серьезно улучшить топливную экономичность. Удельный эффективный расход бензинового двигателя с новым циклом снизился на 46,7%.

Основной эффект от применения предлагаемого многотопливного рабочего цикла определяется возможностью существенного повышения эффективности всей системы «перерабатывающий завод – топливо – двигатель» за счет замены существующей номенклатуры товарных топлив топливами, к которым не предъявляются жесткие требования по октановому (цетановому) числу и испаряемости, например, топливом широкого фракционного состава. Ориентировочный эффект при замене высокооктановых бензинов – снижение себестоимости и удельных капиталовложений в 2 раза, при замене дизельного топлива – снижение этих показателей на 15 – 20% и 50 – 60% соответственно.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ДИССЕРТАЦИИ ОПУБЛИКОВАНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ:

Статьи в рецензируемых журналах, рекомендованных ВАК:

1. Гарипов М.Д. Рабочий процесс перспективного поршневого ДВС/ Р.Д. Еникеев, М. Д. Гарипов // Вестник УГАТУ.- 2006.- Т.7, №3. - С. 12- 22.
2. Гарипов М.Д. Влияние степени сжатия и способа регулирования нагрузки на эффективные показатели поршневых ДВС/М.Д. Гарипов, Р.Ю. Сакулин // Ползуновский вестник.- 2006.- №4.- С. 54-57.
3. Гарипов М.Д. Искровое воспламенение в условиях глубокого расслоения топливовоздушного заряда в рабочей камере ДВС/ М.Д. Гарипов, К.Н. Гарипов, А.Г. Хафизов//Вестник УГАТУ.-2007.-Т.9, №6(24).- С. 114 -120.
4. Гарипов М.Д. Прогнозирование обводненности спиртоводяной смеси на индикаторную эффективность цикла ДВС/М.Д. Гарипов, А.А. Черноусов // Вестник УГАТУ.-2007.- Т. 9, № 6 (24).- С. 107-113.
5. Гарипов М.Д. Мотор работает на спирто-водной смеси / А.О. Борисов, Р.Д. Еникеев, М.Д. Гарипов// Сельский механизатор.- 2007.- №6.- С. 40-41.

6. Гарипов М.Д. Математическая модель комбинированного сгорания в тепловых двигателях / А.О. Борисов, М.Д. Гарипов, Р.Д. Еникеев, А.А. Черноусов // Вестник СГАУ.- 2008.- №2. - С. 97-102.
7. Гарипов М.Д. Влияние воды на кинетику окисления метановоздушных смесей в условиях поршневого ДВС /М.Д. Гарипов, А.А. Гиниятов, Р.Ю. Сакулин // Вестник УГАТУ.- 2008.- Т.11, № 2 (29).- С. 74-84.
8. Гарипов М.Д. Исследование возможности реализации многотопливного рабочего процесса в ДВС со степенью сжатия 12,5/ М.Д. Гарипов// Вестник УГАТУ.- 2010.- Т. 14, № 1(36).- С. 20 – 24.
9. Гарипов М.Д. Исследование возможности реализации многотопливного рабочего процесса в ДВС с искровым воспламенением /М.Д. Гарипов// Вестник академии военных наук.- 2010.-№1 (30) (спецвыпуск).- С. 36 - 39.
- 10.Гарипов М. Д. Новая концепция организации бездетонационного сгорания низкооктановых топлив в ДВС с искровым зажиганием / М. Д. Гарипов // Автомобильная промышленность. - 2010. - № 4. - С. 8-11.
- 11.Гарипов М.Д. Экспериментальное исследование влияния степени обводненности спиртового топлива на характеристики ДВС с унифицированным рабочим процессом/М.Д. Гарипов, К.Н. Гарипов, Р.Ю. Сакулин // Вестник УГАТУ.- 2010.- Т.14, № 2 (37).- С. 7 – 12.
- 12.Гарипов М. Д. Влияние подачи воды на эмиссию оксида азота при окислении околостехиометрических метановоздушных смесей/ М. Д. Гарипов, Р.Ю. Сакулин// Изв. вузов. Авиационная техника.- 2011. - № 3. - С. 23 - 27.
- 13.Гарипов М.Д. Работа поршневого ДВС с искровым воспламенением на обводненном этаноле / М. Д. Гарипов, Р.Ю. Сакулин, Р.Ф. Зиннатуллин // Автомобильная промышленность. - 2011. - № 8. - С. 9-11.
14. Гарипов М.Д. Качественное регулирование нагрузки в многотопливном ДВС с искровым воспламенением/М.Д. Гарипов// Вестник УГАТУ.- 2012.- Т.16, №2(47).- С. 142 - 145.
- 15.Гарипов М.Д. Исследование сгорания обводненного этанола в поршневом ДВС/ М. Д. Гарипов, Р.Ю. Сакулин, К.Н. Гарипов, Р.Ф. Зиннатуллин// Изв. вузов. Авиационная техника. - 2012. - № 1. - С. 27 - 30.
- 16.Гарипов М.Д. Расчетное исследование влияния степени сжатия на эффективные показатели дизеля/М.Д. Гарипов, Г.Р. Назмутдинова, Р.Ю. Сакулин // Вестник УГАТУ.- 2012.- Т. 16, № 2 (47).- С. 138 - 141.
- 17.Гарипов М.Д. Экспериментальные характеристики двухтактного бензинового двигателя с высокой степенью сжатия/ Р.Д. Еникеев, О.П. Домбровский, М.Д. Гарипов // Двигателестроение. - 2012. - № 3.- С. 7-11.

Монография:

18. Борисов, А.О. Рабочий процесс многотопливного поршневого двигателя / А.О. Борисов, М.Д. Гарипов, Р.Д. Еникеев, А.А. Черноусов.- Уфа: ДизайнПолиграфСервис, 2008. - 272 с.