ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ УНИТАРНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ
«Центральный ордена трудового красного знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ»
ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»

На правах рукописи

ЗУЕВ Никита Сергеевич

УЛУЧШЕНИЕ ТЕХНИКО–ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА ДИЗЕЛЬНОМ БИОТОПЛИВЕ

Специальность 05.04.02 – Тепловые двигатели

ДИССЕРТАЦИЯ
на соискание ученой степени кандидата технических наук

Научный руководитель:
доктор технических наук, доцент
А.В. Козлов

Москва – 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ……..6
ВВЕДЕНИЕ……..8
ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПРИМЕНЕНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО БИОТОПЛИВА НА ОСНОВЕ МЕТИЛОВЫХ ЭФИРОВ РАЗЛИЧНЫХ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЕЛ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДИЗЕЛЯ……14
1.1 Анализ физико-химических свойств дизельного биотоплива……..14
1.2 Исследование развития факела дизельного биотоплива……...18
1.3 Особенности рабочего процесса на ДБТ, сгорание, тепловыделение…….26
1.4 Токсичность отработавших газов дизеля, при работе на ДБТ……..39
1.5 Оптимизация параметров топливоподающей аппаратуры, с целью повышения экологических и технико-экономических характеристик дизеля, работающего на ДБТ…….....48
1.6. Моделирование рабочего процесса дизеля……...55
1.7 Способы снижения токсичности отработавших газов……..58
ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ В ТРЕХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ ПРИ РАБОТЕ НА ДИЗЕЛЬНОМ БИОТОПЛИВЕ……..62
2.1 Обобщенная система уравнений переноса…….63
2.2 Модели турбулентности……..65
2.2.1 Турбулентное течение в ДВС……...65
2.2.2 Модель турбулентности *k*-ζ- *f*.....67
2.3 Процесс горения в цилиндре дизеля……..69
2.3.1 Особенности процесса горения……69
2.3.2 Модели горения……70
2.4 Модели дробления факела топлива……74
2.4.1 Дробление факела топлива……...74
2.4.2 Вторичное дробление и оптимальные размеры капель……77
2.4.3 Модели дробления факела топлива……78
2.4.4 Дробление факела топлива в компьютерной модели……82

2.5 Моделирование процесса нагрева и испарения топлива……...85
2.5.1 Описание процесса нагрева и испарения капель в ДВС…….85
2.5.2 Доступные модели нагрева и испарения капель топлива……..87
2.5.3 Модель испарения…….89
2.5.4 Детальная модель испарения капли топлива……..91
2.5.5 Нагрев и испарение капель топлива в компьютерной модели……...94
2.6 Вспомогательные модели……96
2.6.1 Модели взаимодействия капель топлива друг с другом (Particle interaction model)……..96
2.6.2 Модель истечения из распылителя дизельной форсунки……..98
2.6.3 Учет взаимодействия капель топлива со стенкой камеры сгорания……98
2.6.4 Особенности настройки компьютерной модели……98
2.7 Токсичность отработавших газов……...99
2.7.1 Образование оксидов азота……..99
2.7.1.1 Термический способ……100
2.7.1.2 Образование «быстрых» NO……...100
2.7.1.3 Образование NO из закиси азота……102
2.7.2 Модели образования оксидов азота……...103
2.7.3 Расчет выбросов сажи……104
2.7.4 Модели образования сажи……..106
2.8 Описание модели рабочего процесса дизеля……...108
2.8.1 Построение расчетной сетки……..108
2.8.2 Верификация расчетной модели……111
2.8.2.1 Режим работы 100% нагрузки от номинальной……114
2.8.2.2 Режим работы 25% нагрузки от номинальной……...116
2.9 Выводы по главе 2……..119
ГЛАВА 3. ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ ЯМЗ-6566 ПРИ РАБОТЕ НА ДИЗЕЛЬНОМ
БИОТОПЛИВЕ……..…...122

3.1 Цель и программа испытаний……122
3.1.1 Цель испытаний……...122
3.1.2 Задача испытаний……122
3.1.3 Программа испытаний……123
3.1.4 Методы испытаний……123
3.2 Объект испытаний……..124
3.2.1 Описание и технические характеристики дизеля ЯМЗ-6566……..124
3.2.2 Описание объекта испытаний……125
3.3 Испытательный стенд для проведения экспериментальных исследований…..126
3.4 Описание конструкции разрабатанных компонентов системы питания……..129
3.4.1 Топливный насос высокого давления……129
3.4.2 Фильтр-влагоотделитель предварительной очистки топлива……134
3.5 Результататы проведенного исследования рабочего процесса дизеля ЯМЗ-6566….....139
3.5.1 Результаты испытаний дизеля на ДБТ со стандартными настройками и с увеличенной цикловой подачей по сравнению с ДТ……139
3.5.2 Определение регулировочных характеристик при работе дизеля на дизельном биотопливе……...149
3.6 Выводы по главе 3……..159
ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО ГОРЕНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО БИОТОПЛИВА С ЦЕЛЬЮ УЛУЧШЕНИЯ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ ПРИ ПОМОЩИ КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ В ТРЕХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ…161
4.1 Цель и задачи оптимизационного исследования……162
4.2 Теоретическое исследование внутрицилиндровых процессов дизеля, работающего на ДБТ при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% от номинальной……167
4.2.1 Оптимизация угла опережения впрыскивания пилотных порций……..…167
4.2.2 Оптимизация массы пилотных порций……181
4.2.3 Оптимизация угла начала поствпрыска……185

4.2.4 Оптимизация массы порции поствпрыска……188
4.3 Теоретическое исследование внутрицилиндровых процессов дизеля при частоте вращения 1450 мин-1 и нагрузке 100% от номинальной методом планирования эксперимента……194
4.3.1 Оптимизация угла опережения впрыскивания топлива пилотных порций…194
4.3.2 Оптимизация угла начала поствпрыска и массы порции поствпрыска……..199
4.4 Теоретическое исследование внутрицилиндровых процессов дизеля, работающего на ДБТ при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной…….....205
4.4.1 План оптимизационного исследования…….205
4.4.2. Теоретическое исследование внутрицилиндровых процессов дизеля, работающего на ДБТ при добавлении второй пилотной порции топлива……..206
4.4.2.1 Оптимизация параметров топливоподачи пилотных порций……..206
4.4.2.2 Оптимизация УОВТ основной порции топлива……215
4.4.2.3 Оптимизация параметров топливоподачи поствпрыска……...217
4.4.3 Теоретическое исследование внутрицилиндровых процессов дизеля, работающего на ДБТ при применении одной пилотной порции топлива……..219
4.4.3.1 Оптимизация параметров топливоподачи пилотной порции……...219
4.4.3.2 Оптимизация УОВТ основной порции топлива……224
4.4.3.3 Оптимизация параметров топливоподачи поствпрыска……..225
4.5 Выводы по главе 4…….231
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ……..…….234
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ……..……..236
ПРИЛОЖЕНИЕ А……258
ПРИЛОЖЕНИЕ Б……264

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

Ai – Индикаторная работа цикла

AMP – Autoignition model parameter

B30 – Дизельное топливо с содержанием до 30% биотоплива

CFD – Computational fluid dynamics

C_2H_2 – Ацетилен

CO_2 – Диоксид углерода (углекислый газ)

DF – Diesel fuel

ЕС – Евросоюз

FAME – Fatty Acid Methyl Esters

HCCI – Homogenous charge compression ignition

Le – Число Льюиса

LTC – low temperature combustion

MMP – Mixing model parameter

N_2 – Азот

NO – Монооксид азота

NO_x – Оксиды азота

NTC – Negative temperature coefficient

O – Атомарный кислород

O_2 – кислород

PCCI – Premixed Charge Compression Ignition

R – Алкильные радикалы

ROO – Алкилпероксильный радикал

RME – Rape Methyl Ester

Re – Число Рейнольдса

SOME – Soybean Methyl Ester

SOF – Soluble organic fraction

ВМТ – Верхняя мертвая точка

ВСХ – Внешне скоростная характеристика

Град. п.к.в. – Градус поворота коленчатого вала

ДВС – Двигатель внутреннего сгорания

ДТ – Дизельное топливо

ДБТ – Дизельное биотопливо

КС – Камера сгорания

КПД – Коэффициент полезного действия

КВ – Коленчатый вал

МЭЖККМ – Метиловые эфиры жирных кислот кокосового масла

МЭРМ – Метиловые эфиры рапсового масла

МЭМЯ – Метиловые эфиры жирных кислот масла ятрофы

МЭКМ – Метиловые эфиры жирных кислот кокосового масла

МЭСМ – Метиловые эфиры жирных кислот соевого масла

МЭПМ – Метиловые эфиры жирных кислот пальмового масла

ОГ – Отработавшие газы

ОНВ – Охладитель надувочного воздуха

ПМ – Программа - методика испытаний

ПК – Персональный компьютер

ПВХ – Поливинилхлорид

СН – Углеводороды

ТРК – Турбокомпресор

ТПН – Топливоподкачивающий насос

ВЧ – Взвешенные частицы

ТА – Топливная аппаратура

ТНВД – Топливный насос высокого давления

УОВТ – Угол опережения впрыскивания топлива

УЦП – Увеличенная цикловая подача

ЦЧ – Цетановое число

ЭБУ – Электронный блок управления

ВВЕДЕНИЕ

На современном этапе развития науки и техники тепловые двигатели применяются для большинства мобильных и стационарных установок. Основным топливом для двигателей внутреннего сгорания (ДВС) являются топлива нефтяного происхождения.

Потребление энергии транспортом увеличивалось ежегодно на 2,2% в период с 2007 по 2017 годы, результатом увеличивающегося потребления энергии является глобальное увеличение выбросов парниковых газов, основу которых составляет CO_2 [1]. В 2019 г. на транспортный сектор приходилась почти четверть выбросов парниковых газов.

Основными направлениями по снижению токсичности отработавших газов являются применение биотоплив как в чистом виде, так и в качестве смесей с нефтяными топливами, применение газовых топлив, в том числе биометана и электрификация транспорта. Биотоплива могут быть применены в двигателях внутреннего сгорания традиционных транспортных средств. Реальная стратегия снижения выбросов парниковых газов транспортного сектора не позволяет выполнить требования климатической доктрины, установленные до 2030 и 2050 годов [1].

На дорожный транспорт приходится около 75% потребления энергии транспортного сектора по данным на 2018 год, в свою очередь на пассажирский транспорт приходится около двух третей от этого. В 2017 доля биотоплив, потребляемая дорожным транспортом, составила около 91% от общего потребления дизельного биотоплива транспортным сектором. По состоянию на конец 2019 года, по крайней мере 70 стран имели мандат на смесевые биотоплива, по крайней мере у 9 стран были программы по внедрению биотоплив, и у 24 стран были поставлены цели для применения биотоплив, в том числе биотоплив на основе сырья из водорослей.

В сфере дорожного транспорта наблюдается тенденция к увеличению применения биотоплив – в Индонезии поставлена цель достигнуть

минимальной доли содержания дизельного биотоплива в смесевом топливе biodiesel, число означает содержание дизельного биотоплива в смесевом. Например, B5 означает, что в смесевом топливе содержится 5% ДБТ и 95% ДТ. Во Франции минимальная доля содержания биотоплива в нефтяном топливе была повышена до 7,9% в 2019 и до 8,2% в 2020 г. В Финляндии планируют повысить долю ДБТ до 30% и ДБТ из водорослей до 10% к 2029 году [1]. В Бразилии одобрено применение топлива B11, на 1% выше по сравнению с 2018 г. В России также принят Федеральный закон № 296-ФЗ от 02.07.2021 г. «Об ограничении выбросов парниковых газов».

Для снижения токсичности отработавших газов также применяются современные процессы низкотемпературного горения топлив, позволяющие снижать максимальную температуру цикла, снижая концентрацию NO. Самым распространенным способом является применение рециркуляции отработавших газов, где снижение температуры происходит за счет поглощения части тепла инертными отработанными газами, которые в количестве 10…30% подаются на впуск. Однако в данном случае ухудшается наполнение цилиндра и требуется доработка конструкции ДВС. Существуют другие способы снижение температуры цикла, требующие установки дополнительных систем. Наиболее рациональным видится организация процесса низкотемпературного горения за счет многостадийного впрыскивания топлива и оптимизации параметров топливоподачи, что не требует изменения конструкции ДВС. Оптимизация параметров топливоподачи может быть исследована с применением компьютерных моделей, основанных на методах вычислительной гидродинамики. Данный подход позволяет изменять регулировочные параметры топливоподачи (количество впрыскиваний топлива и параметры многофазного впрыскивания) в практически неограниченном диапазоне, в результате чего уменьшается время определения оптимальных значений регулировочных параметров и затраты на испытания.

Целью данной работы является совершенствование рабочего процесса автомобильного дизеля, работающего на дизельном биотопливе, для улучшения технико-экономических и экологических показателей.

Объектом исследования является автомобильный высоконагруженный дизель Ярославского моторного завода модели ЯМЗ-6566.

Предметом исследования является взаимосвязь внутрицилиндровых процессов с технико-экономическими и экологическими показателями дизеля, работающего на ДБТ.

Методы исследований. Поставленная в работе цель достигается сочетанием теоретических и экспериментальных методов исследования. Для теоретических исследований использована компьютерная модель рабочего процесса дизеля, основанная на математических моделях вычислительной гидродинамики, описывающих внутрицилиндровые процессы. Результаты теоретических исследований сопоставлялись с экспериментальными исследованиями дизеля на нефтяном дизельном топливе (ДТ) и ДБТ, проведенных на моторном стенде в боксе №24 ФГУП НАМИ, укомплектованным измерительным оборудованием согласно Правилам ООН №49, №85, №24 и ГОСТ 14846-2020.

Научная новизна диссертационной работы:

1. Разработана трехмерная модель рабочего процесса дизеля, работающего на ДБТ, на основе математических моделей вычислительной гидродинамики.

2. Получены результаты теоретического анализа внутрицилиндровых процессов, процессов тепловыделения, образования оксидов азота и взвешенных частиц при работе дизеля на ДБТ в широких диапазонах варьирования количества впрыскиваний и параметров впрыскивания топлива.

3. Получены результаты экспериментальных исследований влияния ДБТ на технико-экономические и экологические показатели дизеля при работе на режимах внешней скоростной характеристики и стационарных режимах частичных нагрузок цикла Правил ООН №49.

Достоверность и обоснованность определяются:

1. Применением фундаментальных законов и уравнений теплофизики, газо- и гидродинамики, физической химии с соответствующими граничными условиями, современных численных методов реализации математических моделей, результатами валидации математических моделей.

2. Использованием современных, хорошо апробированных моделей внутрицилиндровых процессов, реализуемых в 3D-CFD коде AVL FIRE.

3. Применением достоверных экспериментальных данных по исследованию рабочего процесса дизеля ЯМЗ-6566, произведенных на моторном стенде в боксе №24 ФГУП «НАМИ».

Практическая значимость заключается в том, что:

1. Предложена методология выбора комбинации математических моделей, описывающих внутрицилиндровые процессы при работе на ДБТ, позволяющая создавать компьютерные модели, которые с высокой точностью описывают процессы горения топливовоздушной смеси и образования токсичных компонентов отработавших газов, предназначенных для теоретического исследования рабочего процесса на альтернативных биотопливах.

2. Даны рекомендации по оптимизации параметров многостадийного впрыскивания дизельного биотоплива для организации низкотемпературного горения топливовоздушной смеси в цилиндре с целью одновременного снижения выбросов оксидов азота и взвешенных частиц с отработавшими газами при сохранении или увеличении топливной экономичности.

3. Даны рекомендации по адаптации автомобильных дизелей для работы на ДБТ, при этом достигается максимальная степень унификации со штатной топливной аппаратурой, предназначенной для работы на нефтяном дизельном топливе.

Реализация результатов работы. Основные положения работы применяются в ПАО «ТМЗ» и АО «ЯЗДА» при конструировании топливной аппаратуры современных дизелей и во ФГУП НАМИ для расчета рабочего процесса ДВС при работе на альтернативных топливах.

На защиту выносятся:

1. Результаты анализа внутрицилиндровых процессов, процессов тепловыделения, образования оксидов азота и взвешенных частиц при работе дизеля на ДБТ в широких диапазонах варьирования количества впрыскиваний и параметров впрыскивания топлива.

2. Результаты экспериментальных исследований влияния ДБТ на технико-экономические и экологические показатели дизеля при работе на режимах внешней скоростной характеристики и стационарных режимах частичных нагрузок цикла Правил ООН №49.

3. Методология выбора математических моделей, описывающих процессы приготовления топливовоздушной смеси, дробления топливного факела, нагрева и испарения капель топлива, процессы сгорания топливовоздушной смеси и образования токсичных компонентов отработавших газов.

Апробация работы. Основные положения и результаты диссертации обсуждались на Международной научно-технической конференции "Двигатель-2017", МГТУ им. Н.Э. Баумана (Москва, 2017 г.); на Научно-технической конференции «Экология и энергоэффективность транспортных средств», в центре испытаний ФГУП «НАМИ», (Дмитров, 2017 г.); на Международной конференции AVL International Simulation Conference 22-24 October 2019, (Graz, Austria, 2019 г.); на Международной конференции AVL International Simulation Conference 22-24 June 2021, (Graz, Austria, 2021 г.).

Личный вклад.

1. Соискателем предложена комбинация математических моделей, описывающих внутрицилиндровые процессы при работе на ДБТ, позволяющая создавать компьютерные модели, которые с высокой точностью описывают процессы горения и образования токсичных компонентов отработавших газов.

2. Предложена методология определения параметров впрыскивания ДБТ на основе валидированной компьютерной модели рабочего процесса дизеля, влияющих на топливную экономичность и уровень токсичности отработавших газов, при этом определена оптимальная стратегия впрыскивания и оптимальные

параметры стратегии впрыскивания для организации низкотемпературного горения ДБТ.

3. Проведены теоретические и экспериментальные исследования по изучению влияния ДБТ на рабочий процесс дизеля и токсичность отработавших газов, также по определению оптимальных, с точки зрения топливной экономичности и токсичности отработавших газов, регулировочных параметров топливоподающей аппаратуры. Продемонстрирована практическая значимость полученных результатов.

Публикации. По материалам исследования опубликованы 9 печатных работ, в том числе 4 статьи в рецензируемых журналах из списка ВАК РФ и 2 статьи в изданиях Scopus.

Структура и объем работы Диссертация состоит из введения, 4 глав основного текста, общих выводов и рекомендаций, заключения, списка использованных источников литературы и приложений. Общий объём диссертационной работы составляет 282 страницы машинописного текста, включая 104 рисунка, 38 таблиц, 77 формул, список использованных источников литературы из 220 наименований и 2 приложения.

ГЛАВА 1. АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ПРИМЕНЕНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО БИОТОПЛИВА НА ОСНОВЕ МЕТИЛОВЫХ ЭФИРОВ РАЗЛИЧНЫХ РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЕЛ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДИЗЕЛЯ

1.1 Анализ физико-химических свойств дизельного биотоплива

Дизельное биотопливо (ДБТ) представляет из себя эфиры жирных кислот растительных масел, чаще рапсового и соевого, однако для производства биотоплива подходит любое растительное масло, а также животные жиры. Метиловые эфиры жирных кислот получают в результате химической реакции перэтерификации растительного масла или жира с метиловым спиртом в присутствии катализатора. Также возможно использование этиловых эфиров жирных кислот.

В Европе и США такие топлива, как метиловый эфир рапсового масла (Rape Methyl Ester (RME)) и метиловые эфиры соевого масла (Soybean Methyl Ester (SOME)), известные еще как метиловые эфиры жирных кислот (Fatty Acid Methyl Esters (FAME)), уже применяются в качестве альтернативных дизельных топлив и добавок к традиционным нефтяным топливам.

В таблице 1.1 приведены физические свойства ДБТ согласно европейскому стандарту DIN EN 14214 и дизельного топлива (ДТ) согласно (ГОСТ 32511-2013). Из таблицы 1.1 можно видеть, что отличие между ДБТ и ДТ существуют по таким параметрам как плотность и кинематическая вязкость, по остальным параметрам свойства довольно близки. С точки зрения эксплуатационных характеристик немаловажным является такой показатель, как температура вспышки в закрытом тигле [2]. Для метиловых эфиров рапсового масла (МЭРМ) она равна 56°С, для ДТ – 55°С (у зимнего и арктического дизельного топлива сильно зависит от класса топлива, значение варьируется от 30 до 55). Чем ниже значение этой температуры, тем более пожароопасным является топливо. Для ДТ значение низшей теплоты сгорания соответствует 42,5 МДж/кг, для ДБТ – 37,1 МДж/кг, поэтому при переводе дизеля на ДБТ возникнет необходимость увеличения цикловой подачи топлива (примерно на 14% по массе) для сохранения мощности.

Таблица 1.1 – Физические свойства нефтяного дизельного и дизельного биотоплива согласно ГОСТ 32511-2013 и DIN EN 14214

	ДТ евро 5	ДБТ
Цетановое число (ЦЧ)	Не менее 51	Не менее 51
Плотность при 15°С, г/см^3,	0,82...0,845	0,86...0,9
Кинематическая вязкость при 40 °С, мм^2/с	2...4,5	3,5...5
Содержание серы, мг/кг	10	10
Массовая доля воды, мг/кг	200	500
Зольность, % масс., не более	0,01	0,02
Коррозия медной пластины (3 ч при 50 °С), единицы по шкале	Класс 1	Класс 1
Общее загрязнение, мг/кг, не более	24	24
Содержание метиловых эфиров жирных кислот, % не более	7	100

В таблице 1.2 и представлены свойства дизельных биотоплив на основе метиловых эфиров жирных кислот различных растительных масел. Можно видеть, что ДБТ на основе кокосового масла обладает самой низкой вязкостью и самым низким цетановым числом среди всех топлив.

Таблица 1.2 – Физические и химические свойства нефтяного дизельного топлива и дизельного биотоплива

Свойства	Метиловые эфиры жирных кислот				ДТ
	Масла ятрофы	Кокосового масла	Соевого масла	Пальмового масла	
Плотность при 15 °С, г/см^3	0,8820	0,8751	0,8863	0,8767	0,825
Кинематическая вязкость при 40 °С, мм^2/с	4,480	2,375	4,188	4,558	3,281
ЦЧ	56,4	52,2	55,6	56,8	54,4-56,5
Температура перегонки					
T_{10}, °С	350,0	248,5	351,0	344,0	201,8
T_{50}, °С	351,5	287,5	353,0	347,0	270,5
T_{90}, °С	354,5	342,5	356,0	352,0	334,9

В таблице 1.3 представлены свойства дизельных биотоплив на основе смесей метиловых эфиров жирных кислот различных растительных масел и нефтяного дизельного топлива. Стоит отметить, что свойства ДТ в таблицах 1.2 и 1.3 также

различаются по некоторым параметрам. Это объясняется фракционным составом сырья как для ДТ, так и для ДБТ. Физические и химические свойства дизельного биотоплива существенно зависят от сырья, используемого для его производства.

Таблица 1.3 – Физические и химические свойства нефтяного дизельного топлива и дизельного биотоплива [3]

Свойства	Значения				
	FAME 1	FAME 2	FAME 3	FAME 4	ДТ
Метиловые эфиры рапсового масла, %	75	100	45	60	-
Метиловые эфиры соевого масла, %	25	0	0	12,5	-
Метиловые эфиры пальмового масла, %	0	0	55	27,5	-
Плотность (15 ^{o}C), г/мл	0,8836	0,8832	0,8789	0,8818	0,8345
Кинематическая вязкость (40 ^{o}C), мм^2/с	4,345	4,333	4,516	4,459	3,474
ЦЧ	56,7	53,6	61,7	59,0	53,4
Содержание воды, мг/кг	283	170	214	381	30
Минимальная температура прохождения топлива через фильтр, ^{o}C	-10	-15	-2	-6	-
Содержание серы, мг/кг	-	-	-	-	35

Одним из недостатков ДБТ является агрессивность к материалам уплотнений, поэтому необходимо подбирать в качестве таких материалов химически стойкие. Исследователями [4] проведена оценка стойкости к топливам от B5 до B30 следующих уплотнительных материалов: полиэтилен, полиамид, полиацетал, полиамид с содержанием от 6% до 30% стекловолокна, аморфный полиамид, сополимер пропилена и этилена, нитрил, нитрил ПВХ, полихлоропрен. Критериями оценки являлись набухание, изменение массы, качество уплотнения и механическая стойкость. Все материалы успешно прошли проверку.

Результаты испытаний, проведенных Maxson T., Logan B., O'Brien S. [5], подтвердили стойкость фторсиликоновых эластомеров по аналогичным, описанным выше критериям. Фторсиликон выдержал испытания длительностью 4032 часов в нефтяном ДТ и ДБТ при высоких температурах (около 100 ^{o}C) с сохранением прочности на растяжение около 89%.

Многочисленные испытания топлива B5 на разных классах автомобилей, общим пробегом в 7 150 000 километров, не выявили никакого повышенного износа деталей ДВС. Обнаружена тенденция к закоксовыванию распылителей

форсунок, к повышенному нагароотложению на впускных клапанах и распылителях форсунок, к вспениванию МЭРМ при заполнении топливных баков, повышению уровня шума и дымности во время холодного пуска. Также установлено, что кислотность ДБТ повышается с увеличением доли МЭРМ (зависимость прямо пропорциональная), оценка производилась согласно методикам (NFM 07-015), (ASTM D664), (ASTM 3703). В результате испытаний выявлен факт старения ДБТ при хранении.

Оценка старения моторного масла производилась согласно методикам GFC L-27-T-94 и T-GFC 021-A-90 для топлив B5, однако никаких значимых изменений выявлено не было. Эти данные совпадают с данными Ferrone C.W. [6], в статье которого описано испытание автобуса на топливах B5 и B20, общий пробег составлял 1212 миль. В результате анализа масла не выявлено превышения допустимых значений химических компонентов и компонентов износа. Однако при применении ДБТ наблюдается его повышенная кислотность и агрессивность к уплотнениям [7…11].

В исследовании Montagne [12], приводятся доказательства того, что топливо B5 может применятся в дизеле без изменений конструкции двигателя и самого автомобиля. Однако наблюдалось изменение в свойствах смесевого топлива при добавлении ДБТ: линейное повышение плотности, небольшое увеличение вязкости, повышенное пенообразование. Вышеописанные проблемы устраняются добавлением соответствующих присадок в необходимой пропорции.

Применение смесей ДБТ и нефтяного ДТ исследовались в работах [13,14].

1.2 Исследование развития факела дизельного биотоплива

C. Grimaldi and L. Postrioti [15] провели испытания, главной целью которых было изучить поведение и развитие топливного факела дизеля, оборудованного аккумуляторной топливной системой, на трех видах топлива ДТ, В33 и В100. Кинематическая вязкость для топлив ДТ, В33 и В100 равны 3,188 мм^2/с, 3,518 мм^2/с, 4,650 мм^2/с соответственно, плотность – 821 кг/м^3, 835кг/м^3 и 871кг/м^3 соответственно при 40 ^{o}C. Система впрыскивания фирмы Bosch, устанавливаемая на 5-ти цилиндровый дизель объемом 2,4 литра с газодинамическим наддувом, была модернизирована для безмоторного стенда. Были использованы оригинальные части системы впрыскивания топлива такие как ТНВД, топливная рампа, форсунки, ЭБУ, датчики давления топлива в ТНВД и топливном аккумуляторе, остальные были заменены на эквивалентные, настроенные для корректной работы ЭБУ.

Частота впрыскивания 31,25 Hz, соответствовала частоте вращения двигателя 3750 мин$^{-1}$, что позволяло анализировать развитие топливного факела в процессе серии нестационарных впрыскиваний. Распылитель применяемой форсунки имел 5 отверстий, эффективное проходное сечение θ_ϕ=0,18 мм, угол наклона отверстия распылителя 87,8 град. по отношению к оси иглы форсунки. Авторы [16,17,18,19], проводившие аналогичные испытания пришли к выводу, что изменение вязкости топлива не оказывает существенного влияния на скорость впрыскивания и дальнобойность факела. Однако при более низкой вязкости топлива увеличивается угол распыливания факела в начальный период впрыскивания топлива, а также дисперсность струи.

Развитие топливного факела, представлено как функция времени, прошедшего от начала фактического впрыскивания топлива, которое регистрировалось видеокамерой как момент появления первых капель топлива в отверстиях распылителя форсунки. Скорость подъема иглы распылителя определяет первую фазу впрыскивания, вязкость (вязкость В100 на 46% выше, чем у ДТ) оказывает значительное влияние на задержку впрыскивания топлива, как

заметил Pastor [20]. Смесь В33 (вязкость на 10% выше, чем у ДТ) характеризуется одинаковой задержкой впрыскивания с ДТ.

Зависимость дальнобойности факела ДБТ от давления впрыскивания топлива показана на рисунке 1.1.

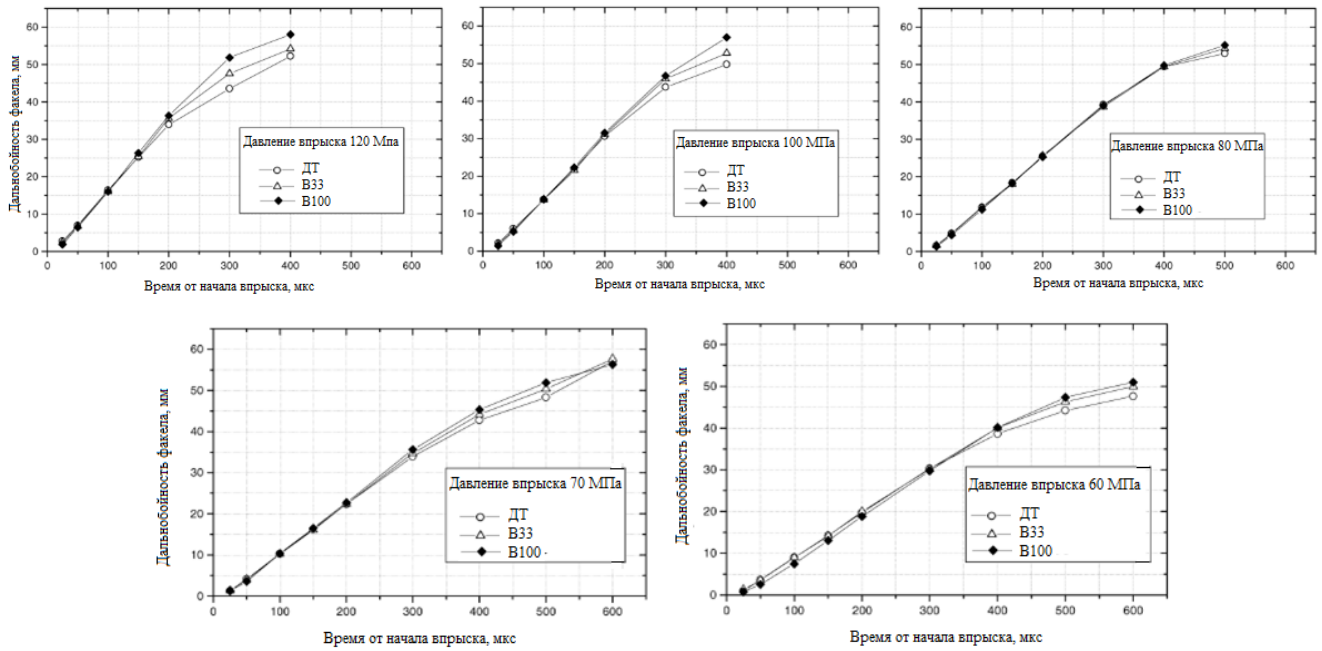


Рисунок 1.1 – Дальнобойность факела топлива при изменении давления впрыскивания (экспериментальные данные)

Из графиков, приведенных на рисунке 1.1 видно, что при значениях давления впрыскивания топлива 80 МПа, 100 МПа и 120 МПа дальнобойность факела для всех видов топлива до 200 мкс остается одинаковой. Далее при давлении впрыскивания 120 МПа для В100 и В33 дальнобойность выше дальнобойности факела ДТ на 11,5% и 3,8% соответственно, для давления 100 МПа – на 14% и 6% соответственно, для давления 80 МПа на 5,8% и 1,9% соответственно. При более низком давлении впрыскивания различия в дальнобойности факела не превышают 7%, стоит отметить, что при давлении впрыскивания 60 МПа, отличие в дальнобойности факела заметно уже по происшествии 50 мкс после начала впрыскивания. Начало распада жидкой фазы факела наблюдается на расстоянии около 30…40 мм от распылителя, факел сужается при повышении концентрации МЭРМ, наибольшая разница по дальнобойности факела топлива в зависимости от

давления впрыскивания наблюдается по прошествии 300 мкс от начала момента впрыскивания. Также смесевое топливо с высокой концентрацией ДБТ характеризуется более длительным периодом испарения, и большей дальнобойностью факела. Данные различия могут быть обусловлены различиями физико-химических свойств топлив, их влияние исследовано в работах [19,21].

По мнению Десантеса [20], плотность и вязкость топлива имеют незначительное влияние на процесс впрыскивания. Важно отметить, что при исследовании процесса впрыскивания топлива и формирования топливного факела, его дробление и испарение напрямую зависят от температуры и давления в камере сгорания (КС), не все авторы проводят исследование впрыскивания топлива в КС со значением давления близким к реальному давлению в КС дизеля в конце такта сжатия. Также значения вязкости и плотности ДБТ в данном исследовании выше, чем в испытаниях [19,20]. Исследователи [15] рассматривали два угла распыливания топливного факела: ближний и дальний, как показано на рисунке 1.2. Такой подход обусловлен тем, что топливный факел имеет несимметричную форму.

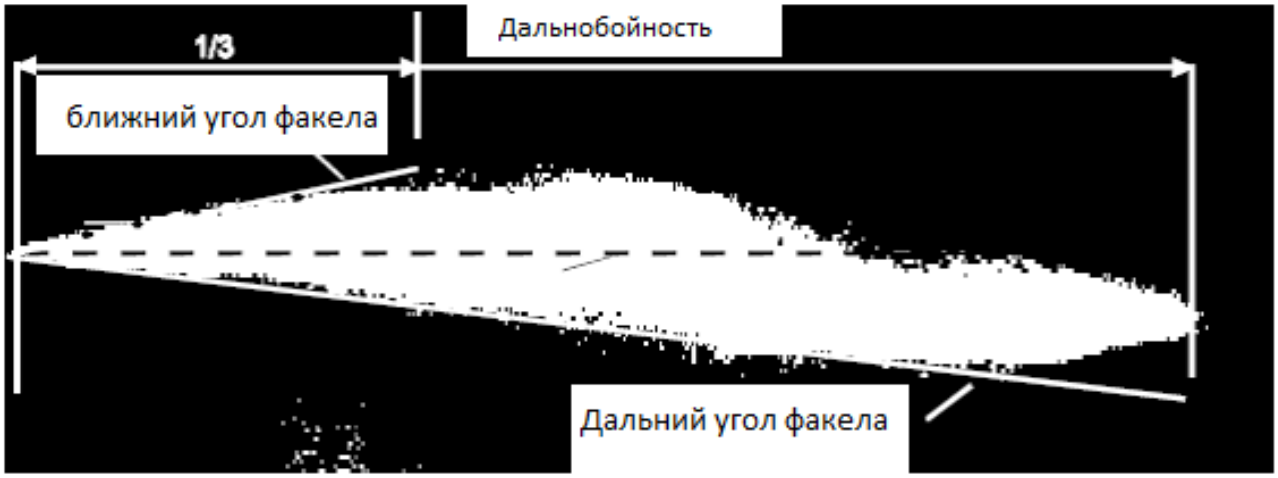


Рисунок 1.2 – Угол распыливания факела

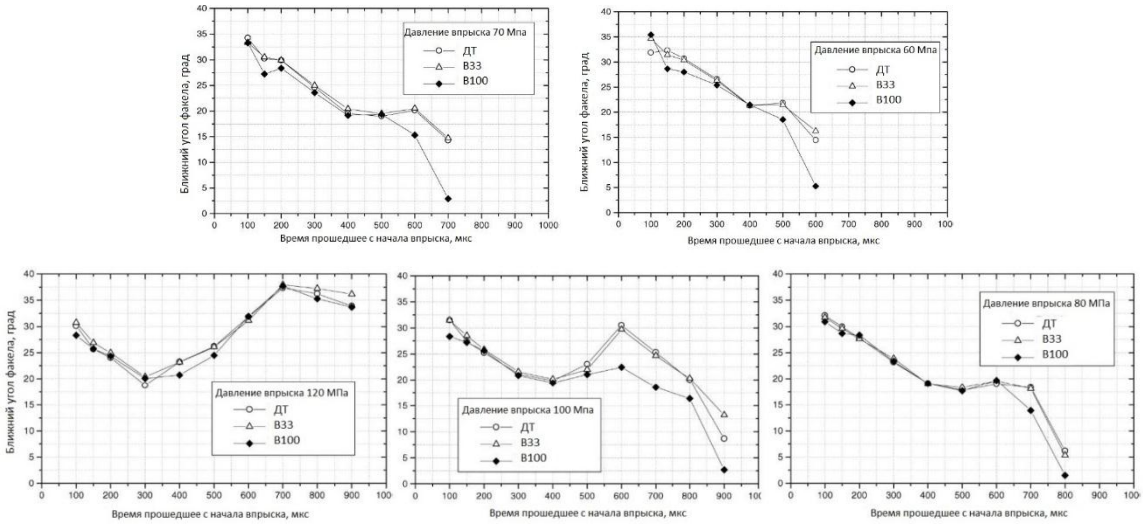
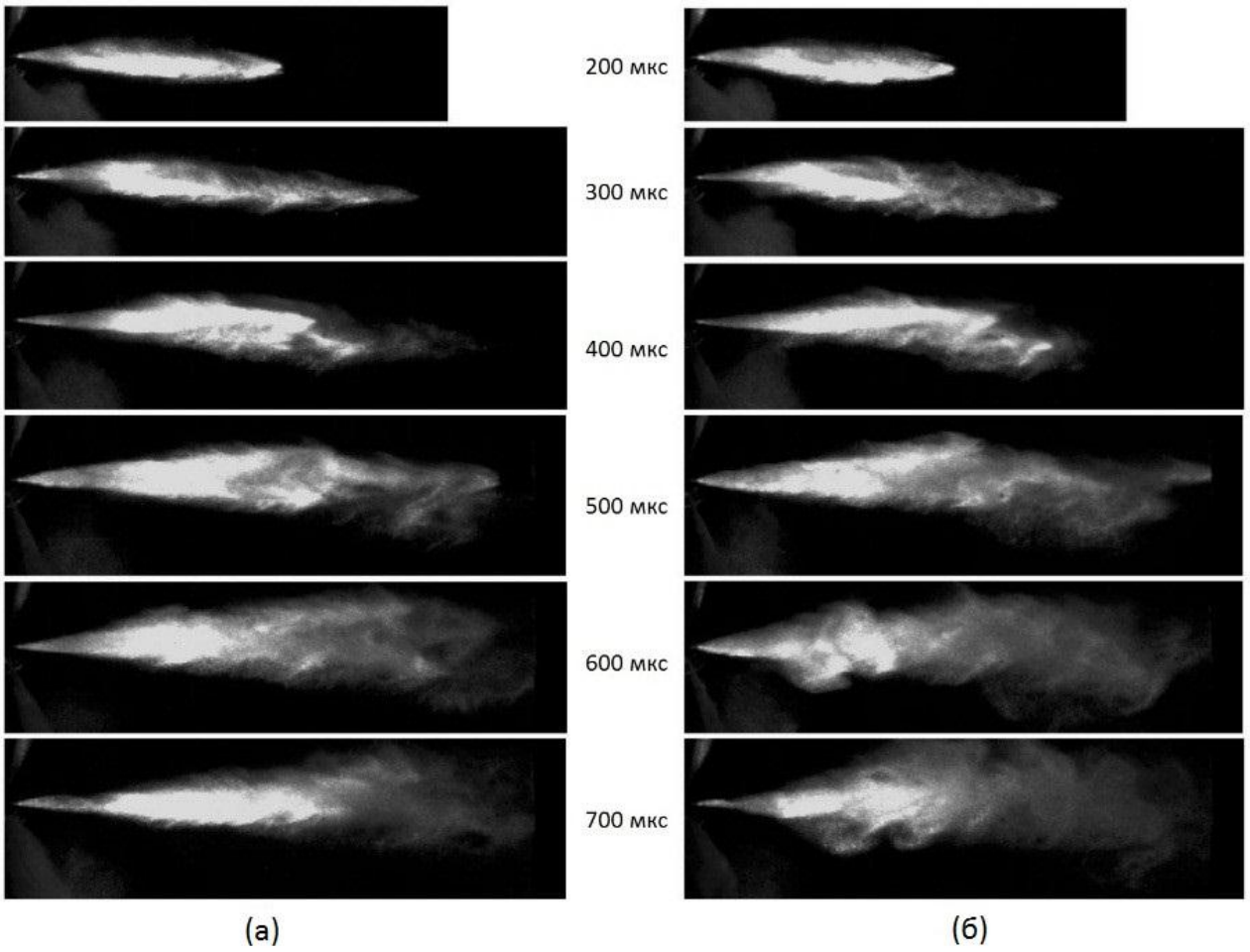


Рисунок 1.3 – Угол распыливания топливного факела (экспериментальные данные)

На рисунке 1.3 можно видеть, что минимальное значение ближнего угла распыливания топливного факела наблюдается около 300…400 мкс. Резкое уменьшение ближнего угла факела распыливания топлива после 500…600 мкс при давлении впрыскивания до 80 МПа, что связано с завершающей стадией впрыскивания. Данное явление можно видеть на рисунке 1.4 где на 700 мкс пограничный слой факела топлива вблизи распылителя меняет форму с прямой на вогнутую линию. Данная закономерность прослеживается для B100, для B33 которая остается примерно такой же, как и для ДТ. Для B100 хорошо заметно уменьшение значения угла распыливания топливного факела вблизи распылителя по прошествии 400…600 мкс при всех значениях давления впрыскивания, кроме давления 120 МПа. По мнению авторов исследования, это может быть объяснено процессами течения топлива в отверстии распылителя форсунки. Для B33 ближний угол распыливания топливного факела не существенно отличается от аналогичного параметра для ДТ.

После достижения минимального значения ближнего угла распыливания топливного факела появляются большие завихрения в факеле топлива [22].



(а) – ДБТ, (б) – ДТ

Рисунок 1.4 – Развитие топливного факела при давлении впрыскивания 100 МПа

Из рисунка 1.4 можно видеть, что разные стадии развития топливного факела характеризуются разными направлениями впрыскивания, данное явление может быть вызвано неустойчивостью потока в распылителе форсунки. Этот феномен был определен при различных значениях давления впрыскивания топлива и может являться причиной колебания дальнобойности и углов распыливания факела.

Минимальные значения дальнего угла распыливания топливного факела регистрируются при высоких значениях давления впрыскивания, снижение давления впрыскивания монотонно увеличивает угол. Значения данного параметра для ДТ, В33 и В100 при всех значениях давления впрыскивания и для любой длительности впрыскивания отличаются не более чем на 5%. Исключением является значение давления впрыскивания равное 100 МПа при

продолжительности впрыскивания свыше 500 мкс, значения дальнего угла распыливания топливного факела для В100 и В33 практически одинаковы и выше, чем для ДТ. При работе на В100 наблюдается большая чувствительность к давлению впрыскивания топлива, из этого можно сделать предположение о том, что зависимость дальнобойности факела от свойств топлива более сложная, чем считалось ранее.

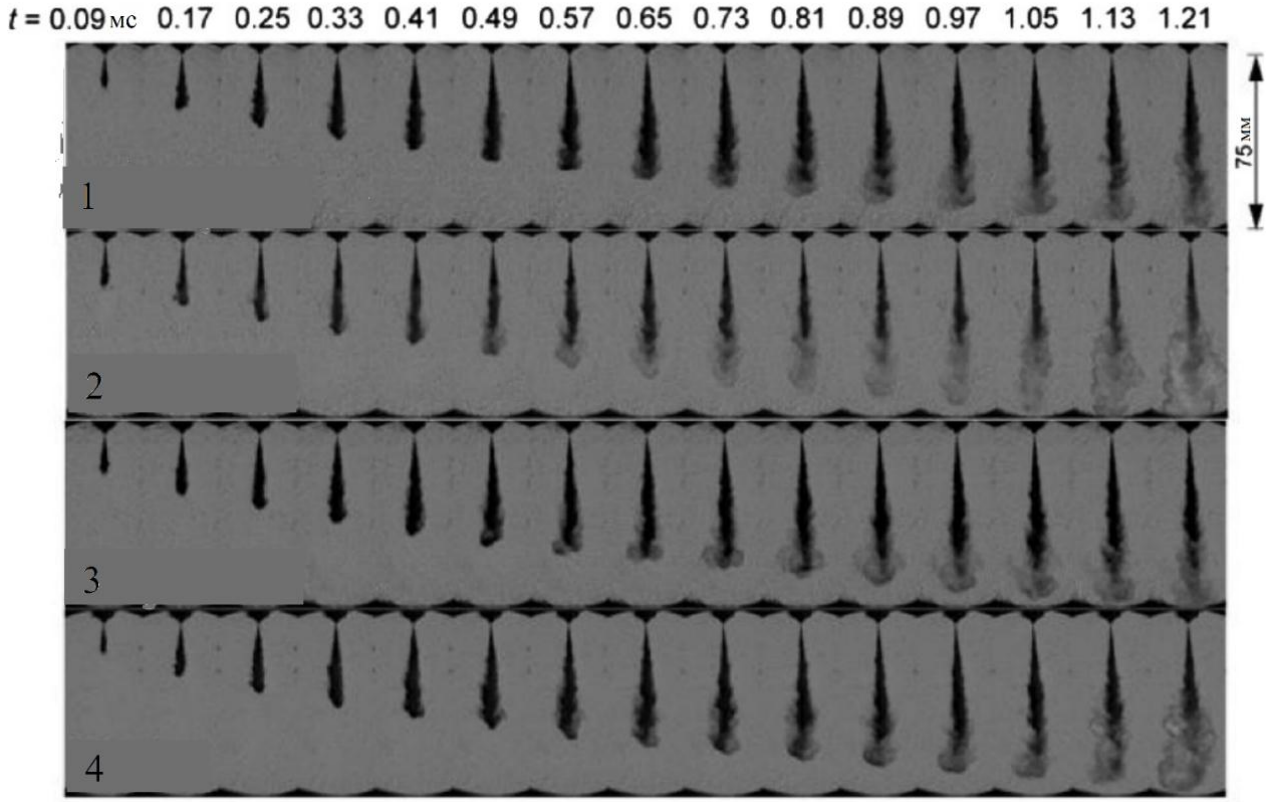
При низких значениях давления впрыскивания наблюдается уменьшение угла распыливания факела топлива вблизи распылителя, однако такой характер поведения факела топлива ожидаем при высоких значениях давления впрыскивания. Вероятно, такой эффект можно объяснить завихрениями в отверстиях распылителя форсунки. Это явление в меньшей степени проявляется для В100, которое характеризуется меньшими углами распыливания. Увеличение значения давления впрыскивания для В33 и В100 должно позволить приблизить характеристику впрыскивания к характеристике впрыскивания ДТ: уменьшить время дробления и испарения топливного факела (что приведет к увеличению доли гомогенной смеси), снизить дальнобойность топливного факела, что позволит избежать увеличения доли пленочного смесеобразования, и как следствие – ухудшения топливной экономичности и пусковых характеристик дизеля. Дальнобойность факела топлива зависит также от продолжительности впрыскивания (при впрыскивании маленьких пилотных порций, факел топлива не будет успевать достигать стенки КС), что стоит учитывать при изменении настроек электронного блока управления.

Важно отметить, что в данном исследовании не указана массовая доля испарившегося топлива при исследовании характеристик впрыскивания топлив, что позволило бы видеть картину дробления топливного факела более полно.

В работе [23] было проведено исследование дробления и испарения топливного факела ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот различных растительных масел при помощи рентгенографии, свойства ДБТ указаны в таблице 1.2.

Условия проведения исследования: температура в КС установки с постоянным объемом 750 К, давление – 2 МПа и 4 МПа, давление впрыскивания топлива – 80 МПа, диаметр отверстия распылителя 0,22 мм.

На рисунке 1.5 приведена характеристика впрыскивания при давлении в КС установки постоянного объема 4 МПа и температуре 750К.

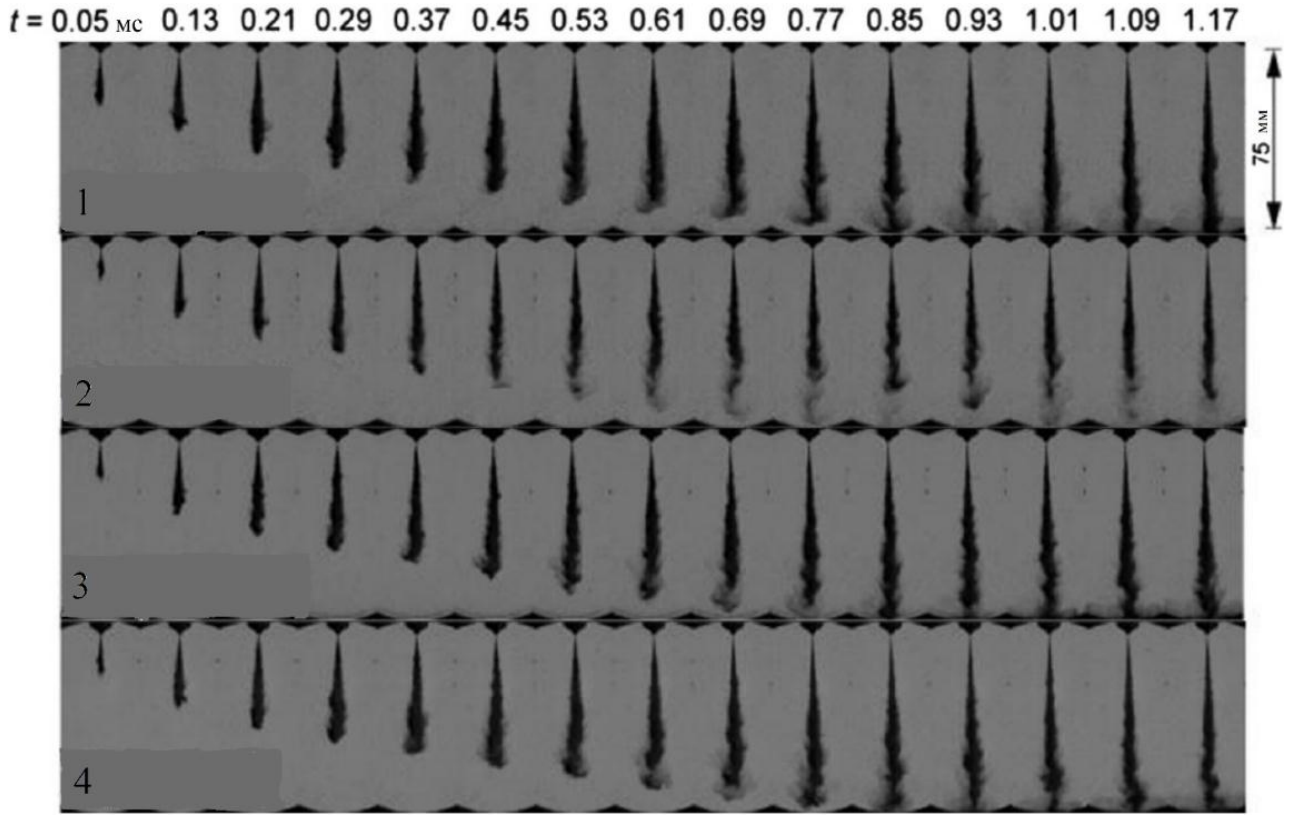


1 – метиловые эфиры жирных кислот масла ятрофы, 2 – метиловые эфиры жирных кислот кокосового масла, 3 – метиловые эфиры жирных кислот соевого масла, 4 – метиловые эфиры жирных кислот пальмового масла

Рисунок 1.5 – Развитие топливного факела при давлении в КС 4 МПа и температуре 750 К

Из рисунка 1.5 видно, что ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот кокосового масла (МЭЖККМ) испаряется быстрее, в сравнении с остальными ДБТ. Развитие топливного факела различных дизельных биотоплив выглядит довольно схоже: с момента начала впрыскивания и до 0,41 мс видна жидкая фаза для всех ДБТ. Испарение факела топлива начинается около 0,65 мс, полное развитие и

достижение им стенки КС происходит между 0,73 мс и 1,05 мс. Для ДБТ на основе МЭЖККМ приготовление рабочей смеси в диапазоне воспламенения происходит через 0,73 мс после начала впрыскивания, а воспламенение происходит в диапазоне от 0,81 мс до 1,21 мс. Момент воспламенения наблюдается около 1,13 мс для ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот масла ятрофы, соевого и пальмового масел, что объясняется разницей в значении плотности.



1 – метиловые эфиры жирных кислот масла ятрофы, 2 – метиловые эфиры жирных кислот кокосового масла, 3 – метиловые эфиры жирных кислот соевого масла, 4 – метиловые эфиры жирных кислот пальмового масла

Рисунок 1.6 – Развитие топливного факела при давлении 2 МПа и температуре 750 К

На рисунке 1.6 видно, что при давлении внутри цилиндра установки с постоянным объемом 2 МПа процесс дробления и испарения топливного факела происходит медленнее, чем при давлении 4 МПа. Это объясняется высокими значениями кинематической вязкости и плотности ДБТ и хорошо видно по очень

темному цвету ядра топливного факела [23]. Топливные факелы всех представленных ДБТ достигают стенки КС за 0,77 мс. Зона испарения и смешивания топлива со свежим зарядом видна в пограничном слое топливного факела на его конце практически при достижении им стенки КС по прошествии 0,69 мс, что справедливо для факела ДБТ на основе масла ятрофы, пальмового и соевого масел, в то время как для ДБТ на основе кокосового масла процесс испарения и перемешивания топлива со свежим зарядом начинается раньше, из-за меньшего значения кинематической вязкости и плотности топлива, а также температуры дистилляции 10%. Более интенсивное испарение факела топлива соотносится с более коротким ядром факела топлива, находящегося в жидкой фазе. Отмечается, что более низкая температура дистилляции также может увеличивать время испарения топливного факела при низких температурах в цилиндре.

Существует проблема изменения процесса дробления, развития и испарения топливного факела при переходе с ДТ на ДБТ без изменения топливной аппаратуры, что окажет влияние на рабочий процесс дизеля и его пусковые характеристики. Вышеперечисленные процессы можно скорректировать за счет изменения параметров топливоподачи, таких как давление впрыскивания топлива и угол опережения впрыскивания топлива (за счет изменения момента впрыскивания топлива можно опосредованно подбирать значения температуры и давления внутри КС, в которых будет развиваться топливный факел), применение многостадийного впрыскивания.

1.3 Особенности рабочего процесса на ДБТ, сгорание, тепловыделение

В дизеле присутствует два типа горения рабочей смеси: кинетическое и диффузионное. В стандартном рабочем цикле дизеля, со стандартной стратегией топливоподачи доля кинетического горения очень мала. Кинетическое горение характеризуется только химической задержкой воспламенения, а диффузионное – химической и физической. Стоит отметить, что химическая задержка воспламенения ограничивается скоростью предпламенных реакций (скорость протекания реакций зависит от типа химических реакций, по которым пойдет

процесс окисления и горения топливовоздушной смеси, что в свою очередь зависит от состава топлива, состава смеси, температуры и давления внутри КС), то есть гораздо менее длительная, чем физическая. На химическую задержку воспламенения влияет значение давления и температуры внутри КС (температуру и давление можно опосредованно контролировать за счет момента впрыскивания и стратегии впрыскивания топлива).

Физическая задержка воспламенения зависит от физических процессов впрыскивания, истечения топлива из сопла распылителя форсунки (данный процесс подробно описан в предыдущем разделе), нагрева и испарения топливного факела, которое зависит от температуры и давления внутри КС. Кроме того, на эти процессы непосредственно влияет давление впрыскивания топлива.

Существенное влияние на оба типа задержки воспламенения оказывают свойства топлива, на физическую задержку воспламенения – преимущественно плотность и вязкость, за химическую – цетановое число. Фракционный состав топлива влияет как на физическую, так и на химическую задержки воспламенения, так как с одной стороны влияет на плотность и вязкость, с другой на тип реакции и путь ее протекания, в зависимости от компонентного состава топлива.

Кинетическое горение представляет из себя горение гомогенной топливовоздушной смеси с локальным коэффициентом избытка воздуха равным среднему по цилиндру, или области, в которой происходит горение. Гомогенизация рабочей смеси, а, следовательно, увеличение доли кинетического горения может быть организовано за счет многостадийного впрыскивания топлива. Чаще всего это одна или более пилотных порций, которые впрыскиваются задолго до ВМТ, чтобы топливо успело перемешаться со свежим зарядом и создать в КС обедненную гомогенную топливовоздушную смесь, горение которой осуществится вместе с горением более богатой и способной к самовоспламенению смесью (обычно при впрыскивании основной порции топлива). Также имеет смысл сколь возможно рано, без потери топливной экономичности осуществлять впрыскивание основной порции топлива для того, чтобы большая ее часть успела перемешаться со свежим зарядом, и доля кинетического горения была больше.

При повышении гомогенизации рабочей смеси стоит ожидать снижения максимального значения локальной температуры цикла. Увеличение давления впрыскивания может ускорять процесс дробления топливного факела, однако стоит учитывать, что существует оптимальное значение этого параметра исходя из конструктивных параметров распылителя форсунки (время испарения топливного факела будет снижаться с увеличением давления впрыскивания, за счет дробления на более мелкие капли топлива). Кроме того, будет снижаться время впрыскивания, это значит, что на процесс дробления и испарения может быть отведено больше времени до момента воспламенения.

Снижения локальной температуры цикла можно добиться за счет изменения стратегии впрыскивания, однако существует тенденция к повышению выбросов взвешенных частиц (ВЧ). Концентрация NO_x при использовании ДБТ зависит от типа системы топливоподачи и формы и типа камеры сгорания (КС) дизеля. В источниках [24…27] указано, что наблюдается тенденция к увеличению концентрации NO_x, однако на некоторых режимах работы дизеля заметно ее снижение [28].

Топливная аппаратура (ТА) дизелей аккумуляторного типа позволяет применять многостадийное впрыскивание топлива для снижения концентрации NO_x, без существенного увеличения выбросов ВЧ, а также для снижения жесткости работы дизеля.

Myung Yoon Kim, Seung Hyun Yoon and Chang Sik Lee [29] провели исследование процесса сгорания и тепловыделения дизеля, работающего на ДБТ с применением многостадийного впрыскивания. Были измерены выбросы токсичных компонентов отработавших газов и распределение ВЧ согласно размеру, полученные результаты сравнивались с одностадийным впрыскиванием ДБТ.

Испытания проводились на одноцилиндровой установке с КС в поршне дизеля размерностью S/D – 75/84,5 мм, имеющей рабочий объем 373,3 $см^3$ и степень сжатия 17,8. Режим работы ДВС характеризовался следующими параметрами: частота вращения – 1500 $мин^{-1}$, давление впрыскивания топлива –

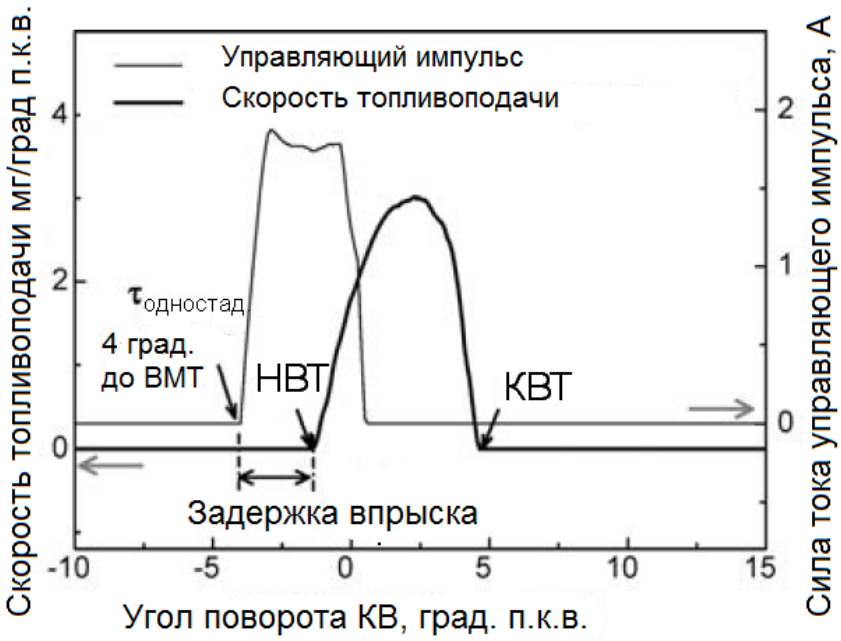
100 МПа, цикловая подача – 12 мг. Среднее эффективное давление 0,67…0,82 МПа. Диаметр отверстий распылителя равен 128 мкм, количество отверстий – 6. Коэффициент избытка воздуха поддерживался постоянным и равнялся 2,17.

График управляющего импульса впрыскивания и скорость впрыскивания показаны на рисунке 1.7. Угол опережения впрыскивания топлива (УОВТ) равен 4 град. п.к.в. до ВМТ. Цикловая подача топлива 12 мг была разделена на две равные порции. Для обеих порций задержка впрыскивания (интервал времени между отправкой импульса на форсунку и моментом начала впрыскивания) составила 2,61 град. п.к.в. Задержка между впрыскиванием первой и второй порций, имеет существенное влияние на токсичность ОГ и была выбрана 10 град. п.к.в. (1,11 мс) чтобы исключить возможность взаимодействия двух порций друг с другом.

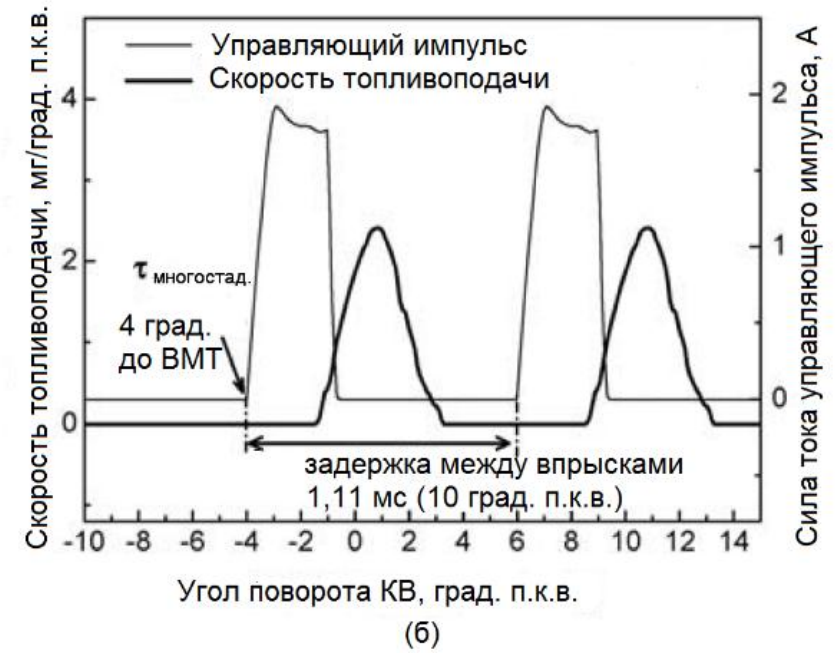
Давление внутри цилиндра и скорость тепловыделения при одиночном впрыскивании ($\tau_{одиночн.}$) 4 град. п.к.в. до ВМТ, и двухстадийном впрыскивании ($\tau_{двухстад.}$) 4 град. п.к.в. до ВМТ изображены на рисунке 1.8. В процессе сгорания для одиночного впрыскивания преобладает кинетическое горение и слабое диффузионное горение, по утверждению авторов исследования, это происходит, потому что большее количество топлива было впрыснуто в цилиндр во время задержки воспламенения (рисунок 1.7), что в свою очередь было возможно за счет высокого значения давления впрыскивания. Когда одна порция топлива была разделена на две, максимальное давление сгорания понизилось на 1,68 МПа, а скорость тепловыделения на 45 Дж/град. п.к.в. (рисунок 1.6). Для двухстадийного впрыскивания характерно тепловыделение в два этапа от каждой порции. Топливо, впрыснутое в КС со второй порцией, сгорает с меньшей задержкой воспламенения.

На рисунке 1.9 изображена скорость тепловыделения для одиночного – (а) и двухстадийного впрыскивания – (б) при различных УОВТ. В случае двухстадийного впрыскивания, тепловыделение в большей степени зависит от УОВТ. Задержка воспламенения увеличивается по мере того, как уменьшается УОВТ, бедная смесь приготавливается в КС до момента воспламенения. Сгорание второй порции топлива характеризуется постоянными значениями величин

скорости тепловыделения и давления сгорания независимо от УОВТ, потому что первая порция топлива повышает температуру рабочего тела.



(а)



(б)

(а) – одностадийное впрыскивание (б) – двухстадийное впрыскивание

Рисунок 1.7 – Сила тока импульса и скорость подачи дизельного биотоплива

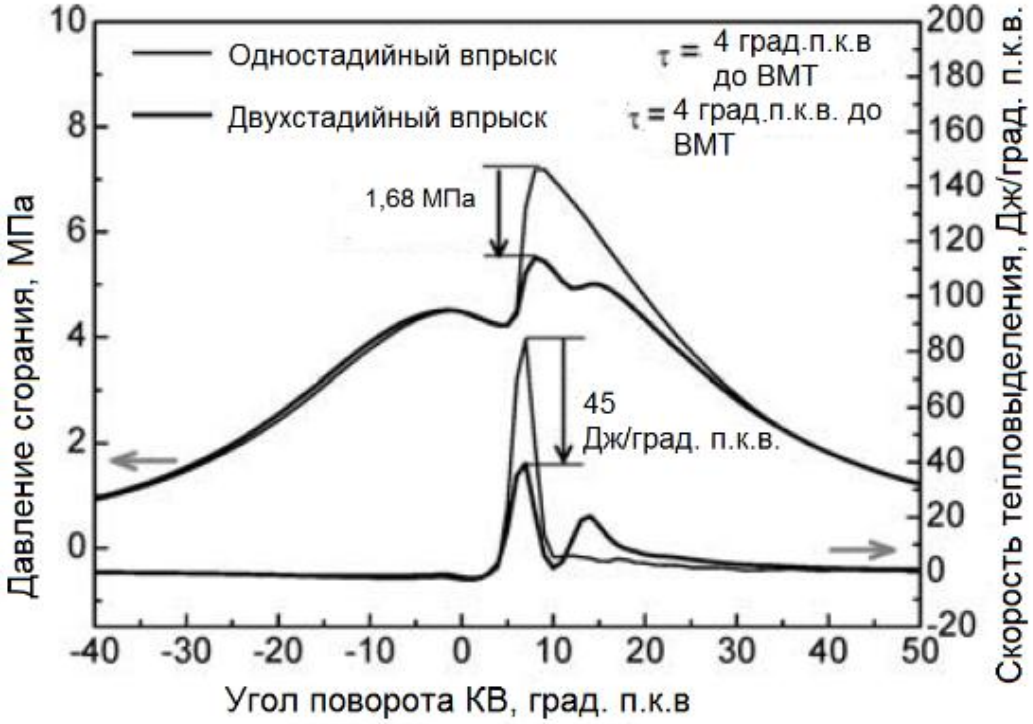
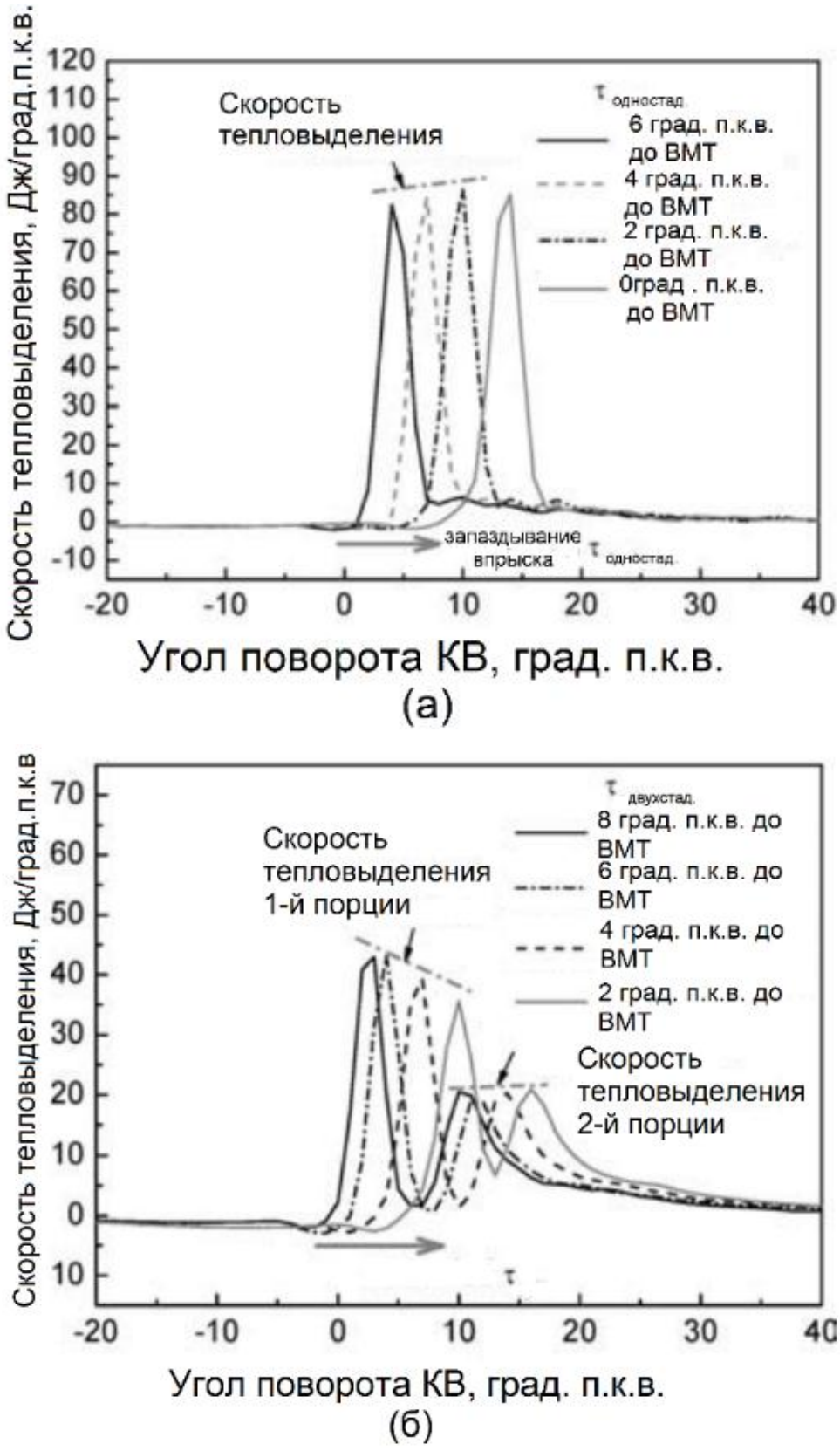


Рисунок 1.8 – Давление в цилиндре и скорость тепловыделения для ДБТ

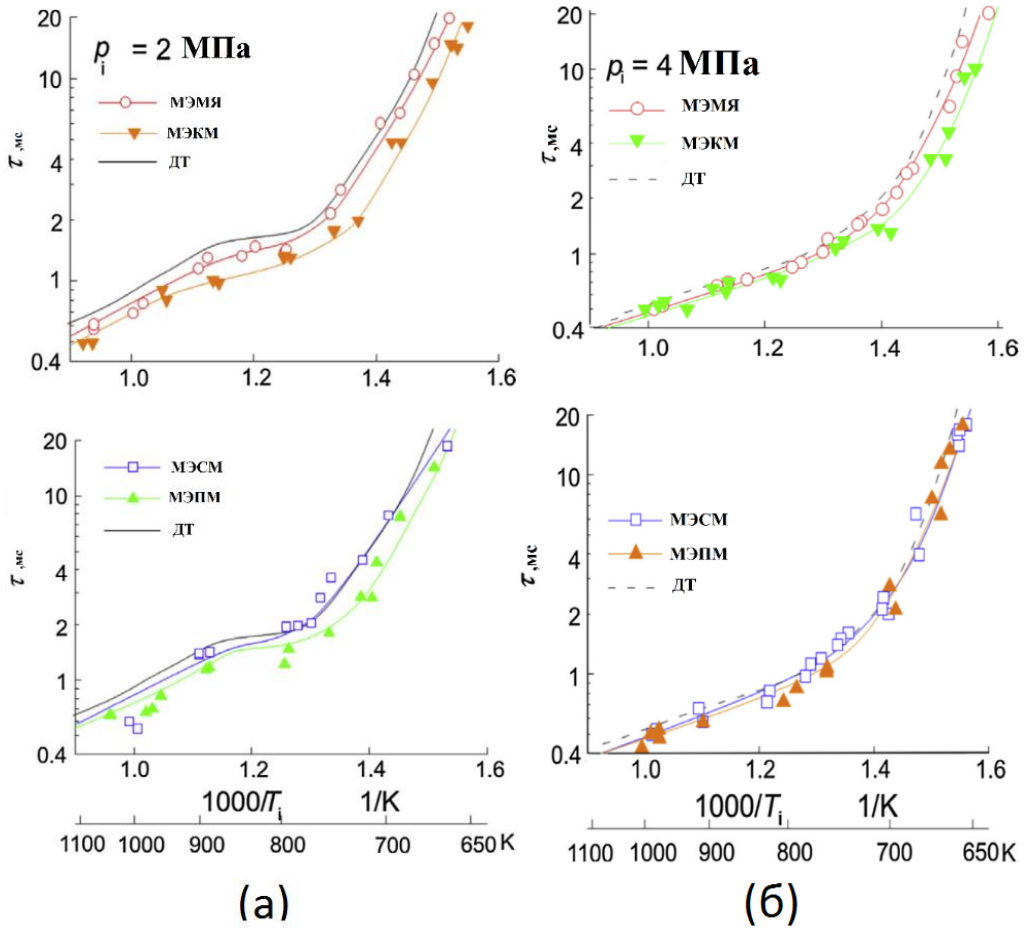
Химическая и физическая задержки воспламенения сильно зависят от температуры рабочей смеси и давления внутри цилиндра на момент впрыскивания топлива. Такие свойства топлив как кинематическая и динамическая вязкость, плотность и температура дистилляции являются ключевыми параметрами, которые влияют на развитие, дробление, нагрев и испарение топливного факела, а также на воспламеняемость рабочей смеси. Меньшее значение плотности и температуры перегонки уменьшает время дробления и испарения факела топлива, что способствует снижению задержки воспламенения, и способности топлива воспламеняться при более низких температурах.



(а) – одностадийное впрыскивание, (б) – двухстадийное впрыскивание

Рисунок 1.9 – Зависимость скорости тепловыделения от УОВТ для ДБТ

На рисунке 1.10 изображены графики зависимости задержки воспламенения от температуры при двух значениях давления внутри цилиндра установки постоянного объема: 2 МПа (а) и 4 МПа (б).



(а) – давление внутри КС установки 2 МПа, (б) – давление внутри КС установки 4 МПа (б)

Рисунок 1.10 – Зависимость задержки воспламенения от температуры

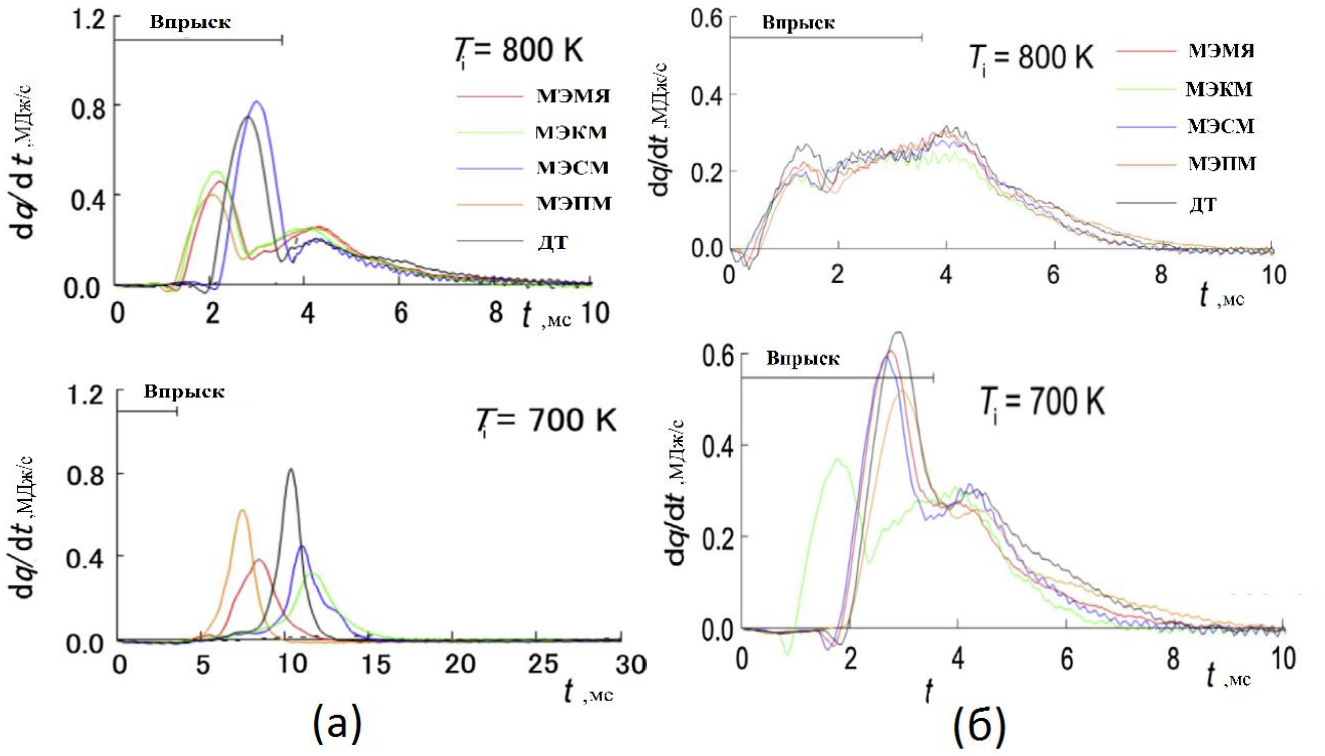
На рисунке 1.10 можно видеть различие в значениях задержки воспламенения во всем диапазоне низких температур, которое объясняется различием физических и химических свойств топлив. Топливо с более высоким значением кинематической вязкости и плотности характеризуется более высоким значением задержки воспламенения и более длительным периодом испарения факела. Для всех видов топлива с ростом температуры наблюдается снижение задержки воспламенения, стоит отметить, что в диапазоне температур 650…700 К

снижение задержки воспламенения гораздо более существенное, чем в диапазоне 750…1100 К. При снижении температуры снижается количество испарившегося топлива и скорость химических реакций. При одинаковых значениях температуры, почти во всем диапазоне, указанном на рисунках 1.10(а) и 1.10(б) для ДБТ на основе кокосового масла задержка воспламенения ниже, чем для остальных топлив, стоит отметить, что для всех ДБТ задержка воспламенения ниже, чем для ДТ. Это справедливо как для значения давления внутри установки равного 4 МПа, так и 2 МПа. Различие в значениях задержки воспламенения для различных ДБТ становится менее заметным при значении давления 4 МПа при высоких значениях температуры, а также в диапазоне температур (около 550…700 К), где происходит увеличение задержки воспламенения.

Химическая кинетика сгорания обычно подразделяется на три температурных диапазона: диапазон низких температур (298...550 К); диапазон температур, при котором происходит увеличение задержки воспламенения (negative temperature coefficient, NTC) (550...700 К); диапазон высоких температур (свыше 1000 К).

При низких температурах формируются алкильные радикалы (R), которые могут присоединять молекулярный кислород и формировать алкилпероксильный радикал (ROO), таким образом, открывая несколько возможных путей развития реакций, включая изомеризацию, элиминацию и разрыв связей. При достижении температурного порога в 550 К, увеличивающаяся температура сгорания фактически снижает скорость протекания реакций, этот диапазон называется диапазоном обратного коэффициента температур. Это объясняется тем, что закон зависимости протекания реакций от температуры вовлекает алкилпероксильные радикалы ROO, которые в свою очередь образуются посредством реакции углеводородных радикалов с кислородом ($R + O_2 = ROO$). Стабильность и активность компонентов алкилпероксильных радикалов строго зависит от температуры и давления. При высоких температурах (свыше 1000К), реакция окисления обычно начинается с отщепления атома водорода атомом кислорода,

гидроксильного радикала или атома водорода (каждый из которых обычное явление при протекании реакций горения).



(а) – давление внутри КС установки 2 МПа, (б) – давление внутри КС установки 4 МПа

Рисунок 1.11 – Зависимость скорости тепловыделения от температуры

На рисунке 1.11(а) и 1.11(б), где отображено значение скорости тепловыделения при давлении 2 МПа и 4 МПа соответственно видно, что в начальный период сгорания более длительной задержке воспламенения соответствуют более высокие значения скорости тепловыделения [30]. На графиках скорости тепловыделения отчетливо видны два типа горения: кинетический и диффузионный, которые характеризуются двумя наиболее высокими значениями скорости тепловыделения. Такая картина видна, отчасти благодаря тому, что процесс сгорания рабочей смеси происходит при постоянном объеме. На рисунке 1.11(б) видно, что при значении температуры 700 К, ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот кокосового масла характеризуется более низкой задержкой воспламенения (около 1 мс) по сравнению с остальными

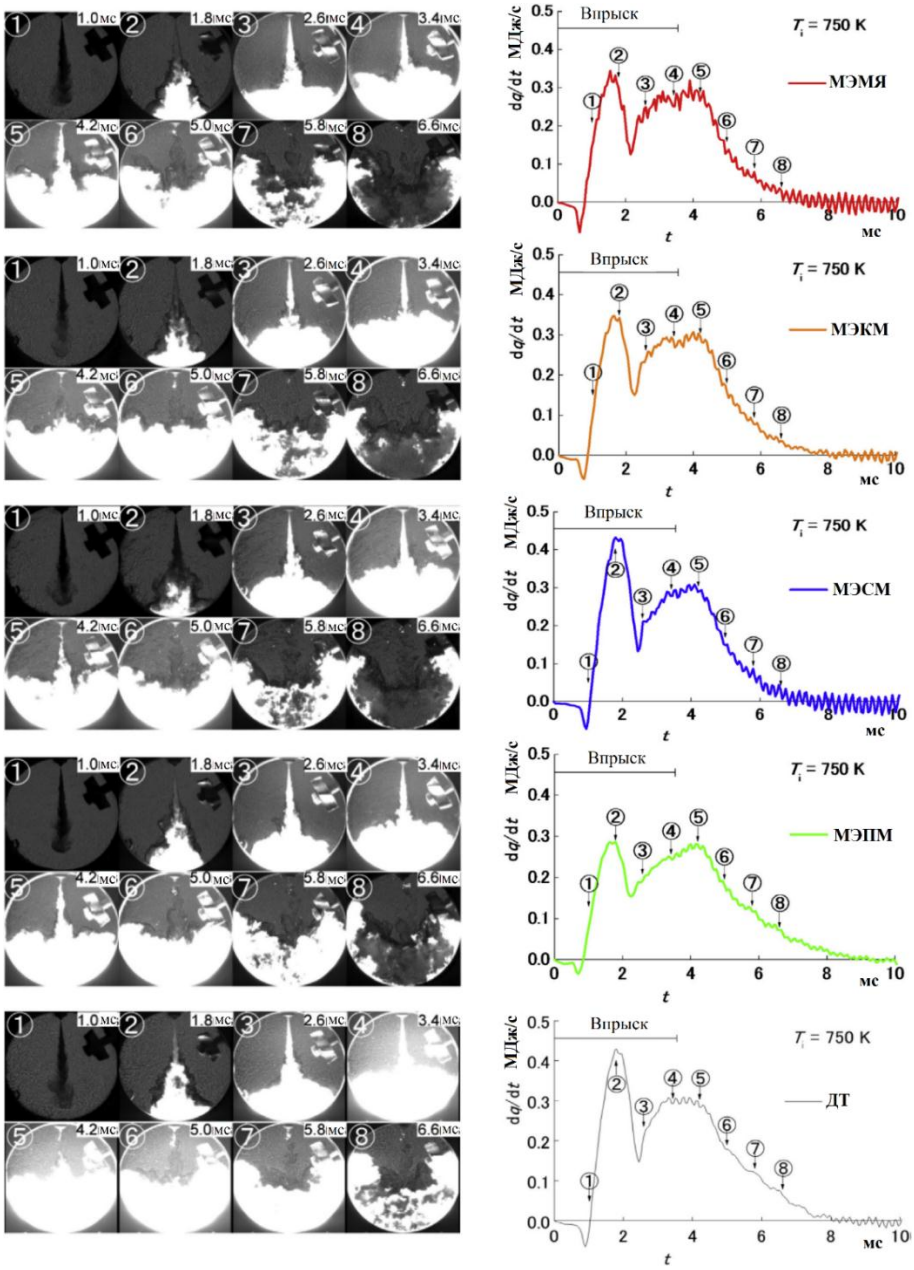
топливами (около 2 мс). При температуре 800 К задержка воспламенения для всех топлив не превышает 0,4 мс, хорошо видно, что меньшей задержкой воспламенения характеризуются ДБТ на основе соевого и кокосового масел.

Снижение давления до 2 МПа (рисунок 11.1(а)) при температуре 800 К также увеличивает задержку воспламенения для большинства ДБТ до 1,5 мс. Однако в данном случае стоит отметить более высокое значение скорости тепловыделения, что объясняется увеличением химической задержки воспламенения и увеличением доли диффузионного горения. Меньшей задержкой воспламенения характеризуются ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот кокосового и пальмового масел, а также масла ятрофы. При снижении температуры до 700 К задержка воспламенения увеличивается, меньшим ее значением характеризуются ДБТ на основе масла ятрофы и пальмового масла.

На рисунках 1.12 и 1.13 показаны диаграммы скорости тепловыделения для всех видов топлива, соотнесенные с рентгенографией цилиндра установки постоянного давления при температуре 750 К и давлении 4 МПа и 2 МПа соответственно. Из рисунка 1.12 видно, что процесс горения для всех ДБТ весьма схожий и происходит быстрее, чем процесс горения ДТ. Максимальное значение скорости тепловыделения для ДБТ на основе МЭМЯ и МЭКМ около 0,35 МДж/с, для ДБТ на основе МЭПМ – около 0.3 МДж/с, для ДБТ на основе МЭСМ, как и для ДТ около 0,45 МДж/с. Важно отметить, что практически одинаковую задержку воспламенения имеют ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот соевого масла и ДТ – около 1 мс, существенного различия по данному параметру среди остальных ДБТ не наблюдается. Хорошо виден двухстадийный характер сгорания всех топлив, который обусловлен постоянным объемом и наличием двух типов горения: сначала кинетического, затем диффузионного.

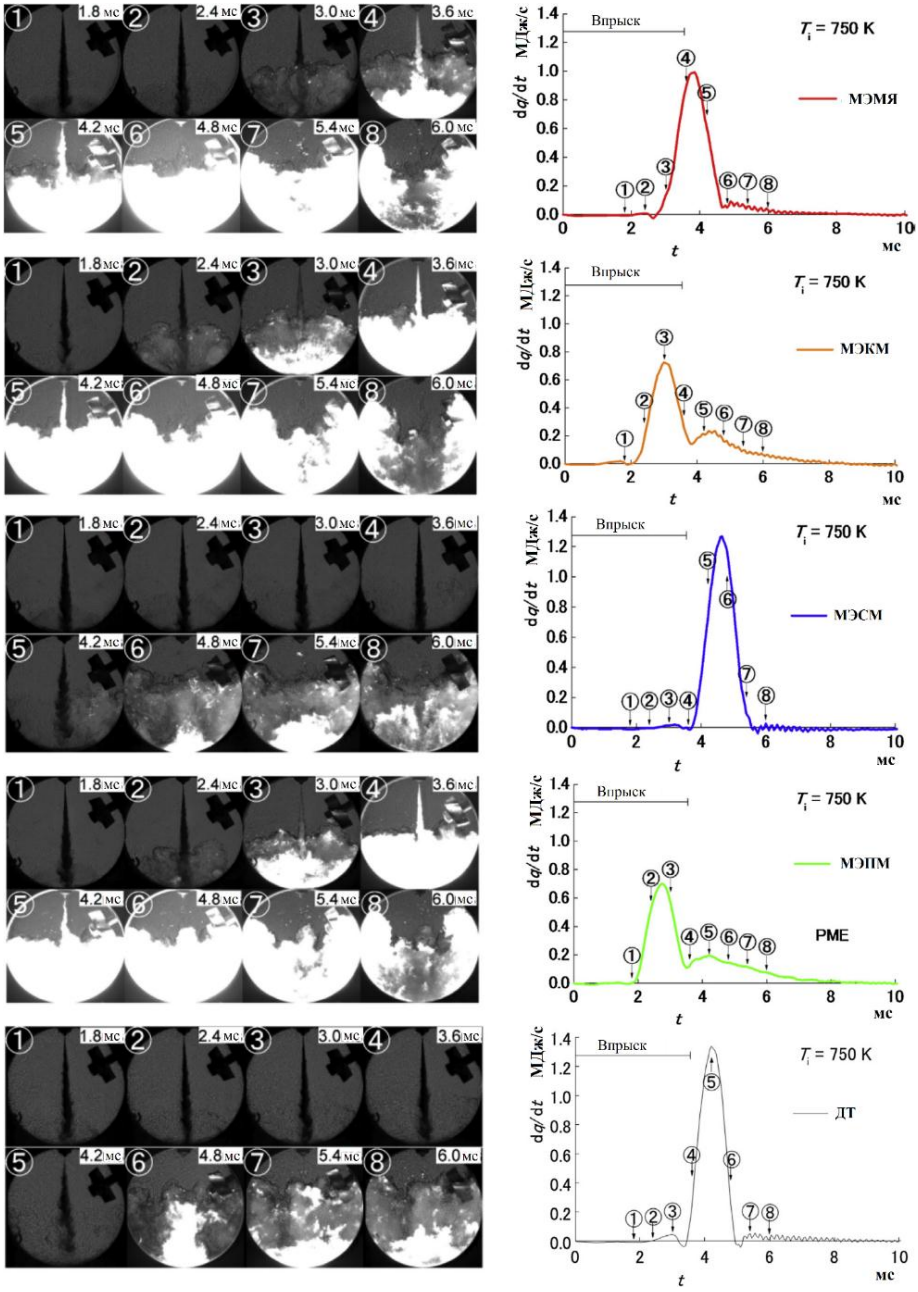
При давлении внутри цилиндра 2 МПа, можно видеть существенное отличие в процессе сгорания ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот соевого и кокосового масел, задержка воспламенения примерно одинакова и составляет около 2 мс, максимальное значение скорости тепловыделения также примерно

одинаковое и составляет около 0,75 МДж/с. Можно сказать, что для этих двух топлив присутствуют два типа горения: кинетический и диффузионный.



МЭМЯ – ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот масла ятрофы; МЭКМ – ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот кокосового масла; МЭСМ – ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот соевого масла; МЭПМ – ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот пальмового масла

Рисунок 1.12 – Скорость тепловыделения, соотнесенная с результатами рентгенографии при давлении внутри цилиндра установки 4 МПа



МЭМЯ – ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот масла ятрофы; МЭКМ – ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот кокосового масла; МЭСМ – ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот соевого масла; МЭПМ – ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот пальмового масла

Рисунок 1.13 – Скорость тепловыделения, соотнесенная с результатами рентгенографии при давлении внутри цилиндра установки 2 МПа

Для остальных топлив можно видеть одну стадию диффузионного горения. Максимальное значение скорости тепловыделения для ДТ и ДБТ на основе МЭСМ

составляет около 1,3 МДж/с, для ДБТ на основе МЭМЯ – около 1 МДж/с. Задержка воспламенения для ДТ составляет около 3,5 мс, для ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот соевого масла – около 4 мс, для ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот масла ятрофы – около 3 мс.

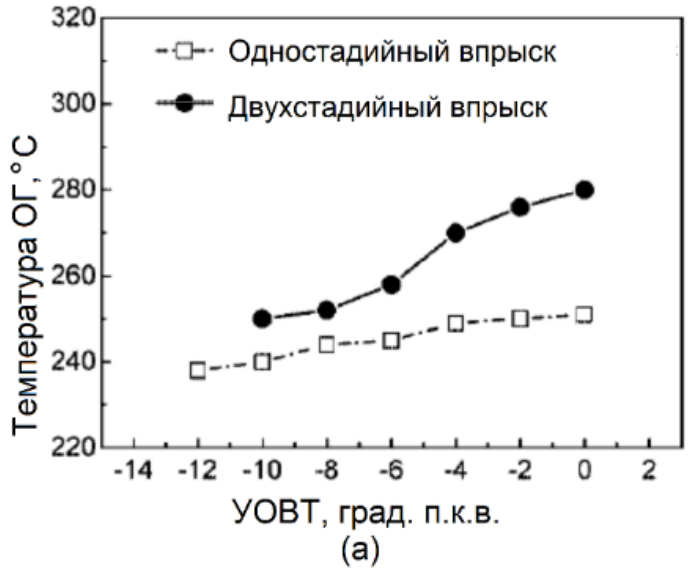
Скорость тепловыделения зависит от температуры и давления внутри цилиндра на момент впрыскивания топлива, то есть от стратегии впрыскивания топлива, в частности от УОВТ. Таким образом, чтобы эффективно управлять процессом горения топлива необходимо управлять физической и химической задержками воспламенения.

Чтобы влиять на физическую и химическую задержки воспламенения более разумно оптимизировать стратегию впрыскивания топлива: применять многостадийное впрыскивание топлива; определять оптимальное значение УОВТ для пилотной(ых), основной порций топлива, поствпрыска(ов); определять оптимальные значения массы пилотных и основной порций топлива, а также поствпрыска, оптимизировать давление впрыскивания топлива.

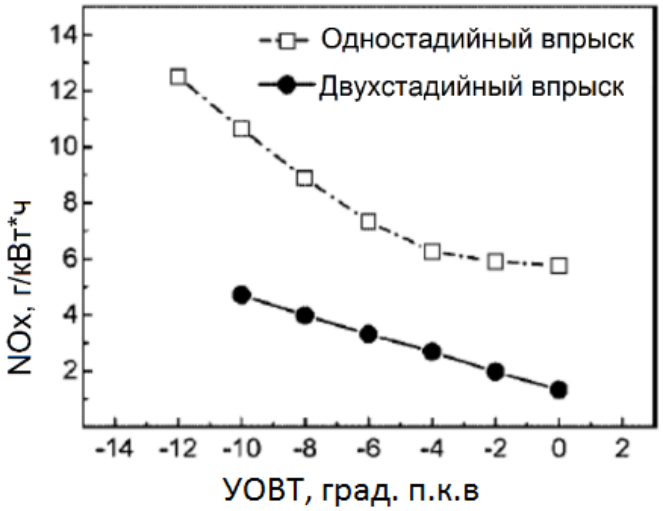
Без внесения изменения в конструкцию дизеля (сохранение ТА для работы на ДТ) за счет изменения калибровок блока управления можно добиться организации необходимой стратегии впрыскивания ДБТ, с целью получения оптимальных характеристик рабочего процесса дизеля, при условии наличия электронной системы топливоподачи, позволяющей осуществлять многостадийное впрыскивание топлива.

1.4 Токсичность отработавших газов дизеля, при работе на ДБТ

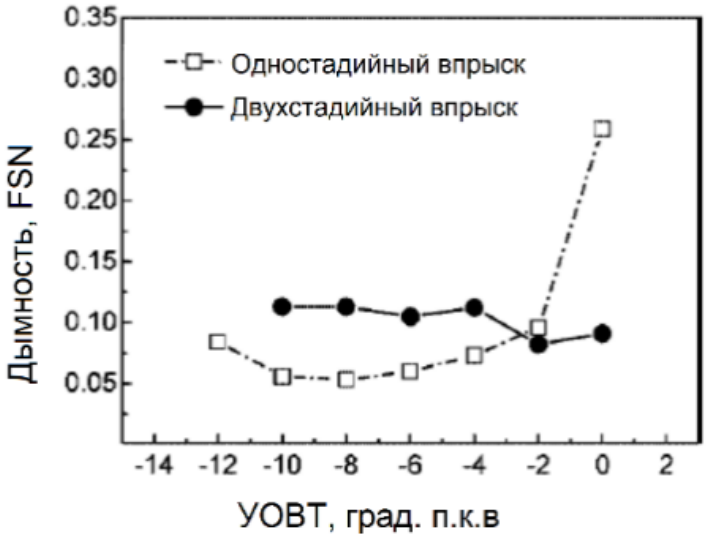
На рисунке 1.14 изображены графики температуры ОГ, удельных выбросов NO_x и дымности для одностадийного и двухстадийного впрыскивания топлива (цикловая подача разделена на две равные порции, постоянная задержка между порциями равная 10 град. п.к.в., УОВТ понимается как интервал между началом впрыскивания первой и началом впрыскивания второй порций топлива) [29].



(а)



(б)



(в)

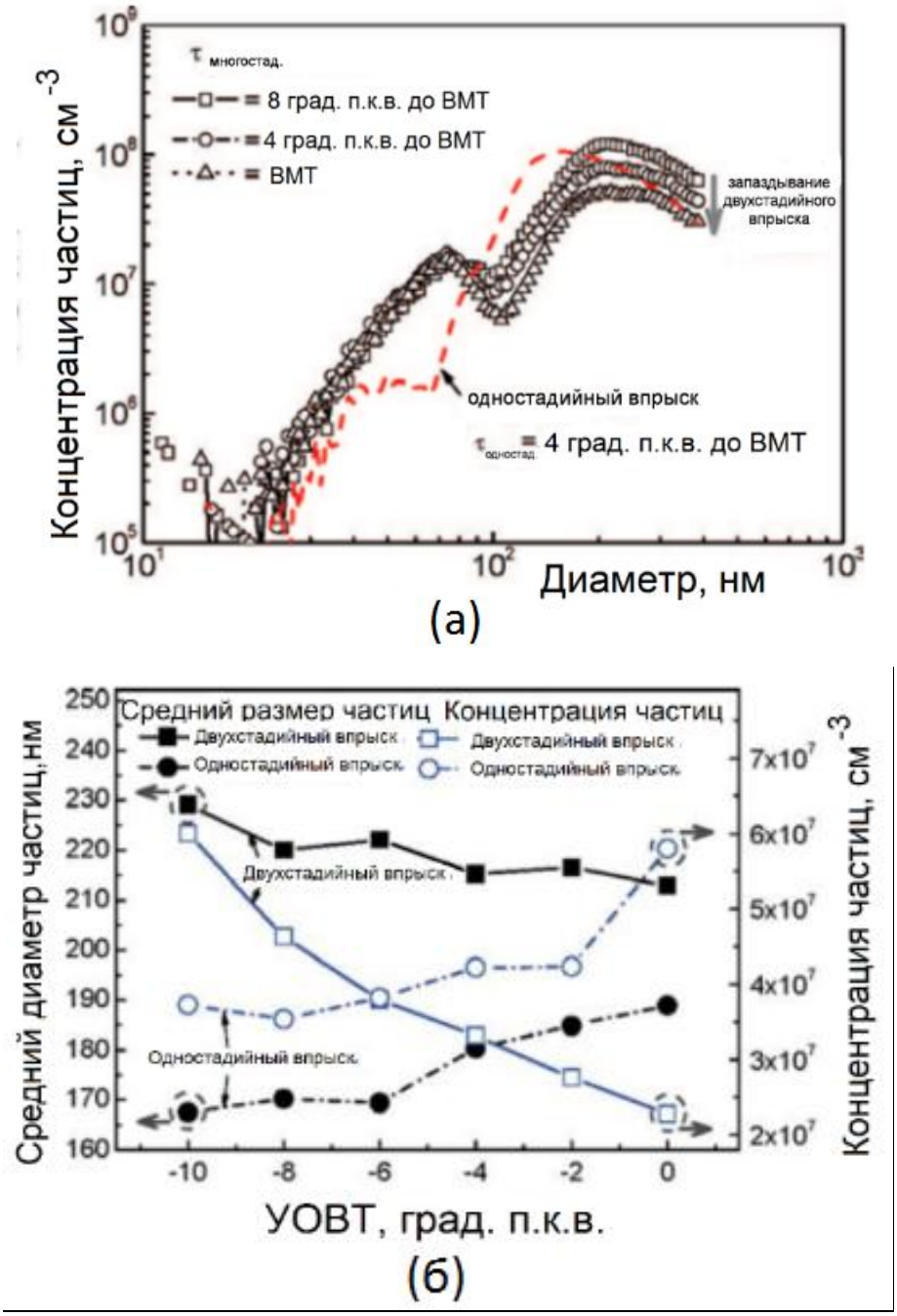
(а) – температура ОГ, (б) – удельные выбросы оксидов азота, (в) – дымность ОГ

Рисунок 1.14 – Зависимость показателей дизеля от УОВТ при работе на ДБТ

Для одностадийного впрыскивания можно видеть минимальное значение дымности при УОВТ равном 8 град. п.к.в. до ВМТ, далее довольно интенсивное увеличение при УОВТ равном 2 град. п.к.в. до ВМТ и менее, авторы [31,32] объясняют эту закономерность замедлением процесса окисления сажи. При впрыскивании топлива после ВМТ, дымность быстро увеличивается из-за неполного сгорания топлива [33,34]. При многостадийном впрыскивании наблюдается меньшая чувствительность к УОВТ, более поздние УОВТ снижают выбросы сажи, естественно, исключая чрезмерно поздние углы, эти данные совпадают с другими исследованиями [33,24].

Противоположную картину можно видеть для выбросов NO_x, которые с уменьшением УОВТ снижаются, так как снижается максимальная температура цикла, этот вывод подтверждает график температуры ОГ, значение которой увеличиваются с уменьшением УОВТ. По данным [35] снижение токсичности ОГ строго зависит от содержания в топливе кислорода вне зависимости от молекулярной структуры. Было установлено, что при работе на ДБТ, ОГ имеют более высокую температуру, что должно способствовать очищению сажевого фильтра [36,37].

На рисунке 1.15(а) можно видеть, что средний размер и концентрация дисперсных частиц увеличиваются с уменьшением УОВТ [38…40], в случае двухстадийного впрыскивания значения этих параметров напротив – уменьшаются. При УОВТ равном 10 град. п.к.в. до ВМТ средний диаметр частиц для одностадийного и двухстадийного впрыскивания (рисунок 1.15(б)) оказался равен 167,5 нм и 229,2 нм соответственно. С уменьшением УОВТ, средний диаметр частиц для одностадийного впрыскивания увеличился до 188,9 нм, а для двухстадийного снизился до 212,9 нм. Наиболее высокая концентрация частиц на стадии зарождения наблюдается при двухстадийном впрыскивании.



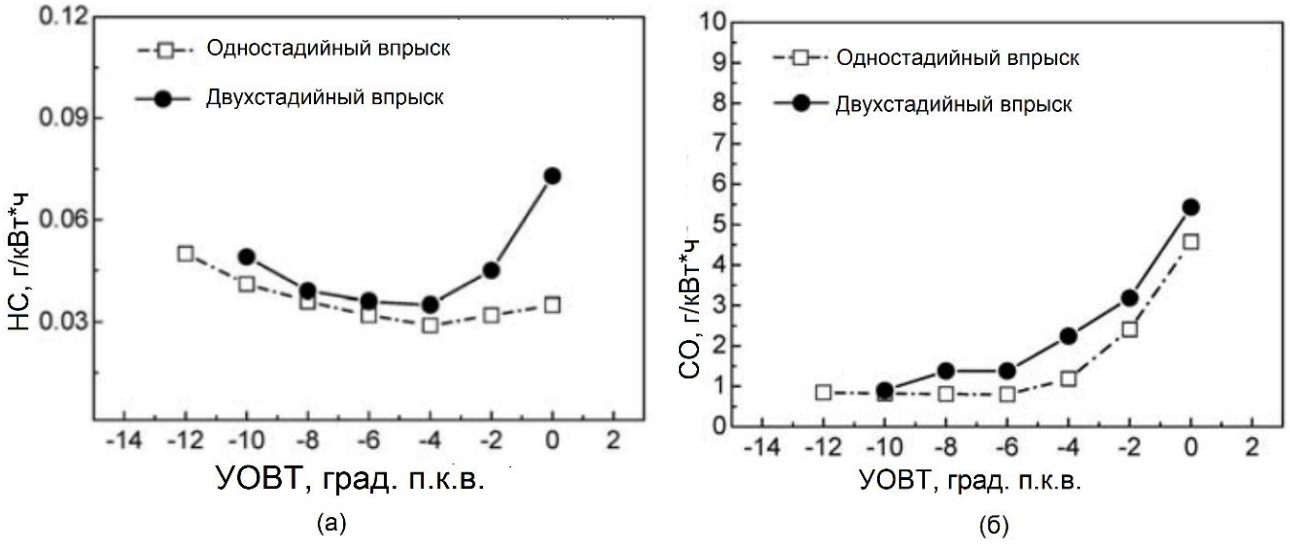
(а) – влияние УОВТ для двухстадийного впрыскивания на распределение ВЧ по размеру, (б) – средний размер и концентрация частиц в зависимости от УОВТ

Рисунок 1.15 – Концентрация взвешенных частиц в ОГ дизеля при работе на ДБТ

Уменьшение УОВТ снижает средний размер частиц и концентрацию частиц для двухстадийного впрыскивания (более интенсивный процесс перемешивания топлива из-за более высокой температуры на момент впрыскивания второй порции и делении цикловой подачи на 2 порции меньшей массы), а для одностадийного – повышает (скорее всего масса порции оказывает решающее влияние на процесс

приготовления топливовоздушной смеси, процесс горения в данном случае является в большей степени диффузионным). Стоит отметить, что за счет впрыскивания топлива в ВМТ концентрация частиц для двухстадийного впрыскивания ниже аналогичного параметра для одностадийного впрыскивания. Таким же образом можно снизить средний диаметр ВЧ, однако при одностадийном впрыскивании данный параметр имеет более низкие значения.

На рисунке 1.16 изображены выбросы CO и CH. При двухстадийном впрыскивании выбросы CH выше, чем при одностадийном, это может быть объяснено тем, что первая порция топлива способствует образованию более бедной смеси, которая не полностью сгорает после впрыскивания второй порции топлива. Повышение CO, объясняется меньшей температурой процесса сгорания.



(а) – удельные выбросы углеводородов, (б) – удельные выбросы оксидов углерода

Рисунок 1.16 – Влияние УОВТ на выбросы CH и CO при работе дизеля на ДБТ

Позднее впрыскивание второй порции топлива может увеличивать выбросы CO, а дальнейшее запаздывание впрыскивания приводит к росту токсичности по обоим компонентам, так как снижается температура сгорания рабочей смеси и полнота сгорания топлива.

Авторы P. M. Najt, D. E. Foster, K. Nakagome, N. Shimazaki, исследовали процесс сгорания гомогенного заряда HCCI (homogenus charge compression ignition)

в дизеле, работающем на нефтяном дизельном топливе, как один из вариантов снижении токсичности ОГ [41,42], согласно которому впрыскивание топлива в КС необходимо осуществлять задолго до ВМТ, так как большая задержка воспламенения способствует формированию гомогенного заряда в КС. Описанный процесс смесеобразования и сгорания позволяет добиться одновременного снижения концентрации NO_x и выбросов сажи благодаря предварительному приготовлению топливовоздушной смеси на такте сжатия [43,44]. Однако стоит учитывать возможность образования пленки топлива на стенке камеры сгорания (при раннем УОВТ, поверхность КС может не иметь достаточной температуры, для испарения с нее топлива, к тому же из-за более высокой вязкости ДБТ, увеличивается дальнобойность топливного факела, что может привести к увеличению доли пленочного смесеобразования). В статье Y. Iwabuchi [45] приведен пример решения данной проблемы при помощи оптимизации параметров распылителя форсунки, что также позволило добиться низких выбросов NO_x, как и авторам [46,47], однако вместе с этим увеличился удельный эффективный расход топлива.

Многие исследователи пытались усовершенствовать механизм сгорания предварительно смешанного заряда, применяя впрыскивание топлива вблизи ВМТ. Shizamaki [48] исследовал данный тип сгорания ДТ и достиг существенного снижения выбросов NO_x, сажи и удельного эффективного расхода топлива. Применяя высокую степень рециркуляции ОГ, удалось добиться увеличения времени, отведенного на перемешивание топлива с окислителем, и снижения переобогащенных топливом зон в КС. В ходе испытаний было выяснено, что формирование смеси сильно зависит от вихря, создаваемого факелом топлива, интенсивность которого можно повысить за счет повышения давления впрыскивания, уменьшения проходного сечения отверстий распылителя форсунки и впрыскивания топлива вблизи ВМТ [49,50].

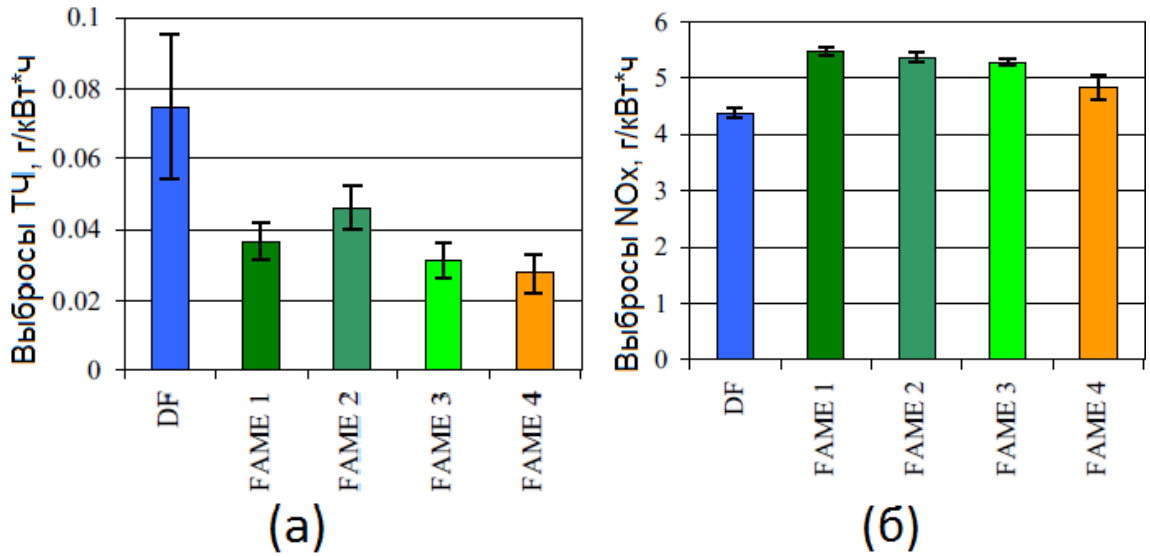
Кимура [51,52] работал с поздним УОВТ, в том числе после ВМТ, для того чтобы добиться одновременного снижения концентрации NO_x и выбросов ВЧ при нагрузке и частоте вращения от низкой до средней. Для снижения концентрации

NO_x и выбросов ВЧ задержка воспламенения, по мнению автора, должна превышать продолжительность впрыскивания топлива для того, чтобы топливу хватило времени перемешаться со свежим зарядом. Для уменьшения продолжительности впрыскивания были использованы распылители с увеличенным проходным сечением отверстий, а также увеличено давление впрыскивания. Кроме того, обеспечивались высокие значения вихревого числа для снижения образования несгоревших углеводородов и растворимых органических фракций, однако это способствовало повышению концентрации NO_x. Стоит отметить, что в данном случае проходное сечение распылителя форсунки было увеличено с целью снижения времени впрыскивания топлива, для увеличения времени, отведенного на смесеобразование. Shizamaki [48] уменьшал проходное сечение отверстий распылителя с целью увеличить интенсивность вихря для ускорения перемешивания топлива с окислителем. Немаловажную роль играет давление внутри КС, которое зависит от конструктивных параметров и режима работы дизеля. Уменьшить время впрыскивания возможно за счет увеличения давления или увеличения проходного сечения, также добиться необходимого времени и организации вихря можно за счет разных комбинаций этих трех параметров. Противоречий в этих двух исследованиях не наблюдается.

Авторами [53] проведено исследование применения ДБТ на основе метиловых эфиров жирных кислот различных растительных масел и их смесей, свойства которых представлены в таблице 1.3. Анализируя физические свойства этих топлив следует отметить, что представленные ДБТ отличаются по значению плотности и кинематической вязкости от ДТ. Существенное отличие наблюдается по значению ЦЧ между ДТ и ДБТ, так и самих ДБТ между собой и содержанию воды. Хорошо заметно отличие значений ЦЧ между ДБТ.

Испытания проводились на 6 цилиндровом дизеле Mercedes-Benz OM 906, рабочим объемом 6,370 л, с размерностью S/D – 130/102, максимальным крутящим моментом 1100 Н*м при 1300 $мин^{-1}$ и степенью сжатия в 17,4 по 13-ти ступенчатому европейскому циклу ESC согласно правилам №49 ООН. Результаты по токсичности ОГ при работе дизеля на ДБТ можно видеть на рисунках 1.17.

Применение ДБТ снижает выбросы CO на 40% по сравнению с дизельным топливом. Значительного отличия по данному компоненту ОГ дизеля среди смесей метиловых эфиров жирных кислот различных масел не наблюдается. Для всех смесей выбросы CH ниже, чем на ДТ приблизительно на 35%. Смеси под номерами FAME 1 и FAME 3 показали несколько лучший результат, чем смеси под номерами FAME 2 и FAME 4.



(а) – удельные выбросы взвешенных частиц, (б) – удельные выбросы оксидов азота

Рисунок 1.17 – Удельные выбросы вредных веществ

Анализируя данные, приведенные на рисунке 1.17(а) можно утверждать, что выбросы ВЧ для всех смесей ДБТ в среднем ниже, чем для ДТ (DF) на 50%, однако для FAME 2 этот показатель является самым высоким среди ДБТ, а для FAME 4 – самым низким. Из рисунка 1.17 (б) видно, что для всех ДБТ выбросы NO_x выше, чем для ДТ в среднем на 10%. Самыми высокими выбросами NO_x среди ДБТ характеризуется FAME 1, самыми низкими – FAME 4.

Образование выбросов NO_x носит преимущественно термический характер, т.е. чтобы снизить данный компонент ОГ нужно снижать максимальную температуру рабочего цикла. Авторы [24,25,29,35] провели исследование процессов образования NO_x на режиме максимального крутящего момента дизеля,

работающего на ДТ и ДБТ. Результаты расчетов, в которых коэффициент избытка воздуха в зоне сгорания на момент начала видимого сгорания был равен 0,88 показал, что температура в зоне продуктов сгорания при работе на ДБТ на 10…40 К выше, чем при работе на ДТ.

Для дальнейшего выявления причин роста выбросов NO_x при работе на ДБТ были произведены расчеты на том же режиме для коэффициента избытка воздуха в зоне сгорания равном 1. Анализ различия температур показал, что на участке активного образования NO_x от 385 до 405 град. п.к.в. температуры в зоне сгорания ДБТ превышали таковые для ДТ на 3…8 К. Основным фактором, который приводит к росту концентрации NO_x в зоне продуктов сгорания ДБТ является температура. Подтверждением этого факта является сравнение равновесных концентраций атомарного кислорода (O) и монооксида азота (NO) в продуктах сгорания ДБТ при температурах, отличающихся на 10 К. Исследование показало, что даже такое незначительное увеличение температуры приводит к росту концентрации O на 4…7%, а NO на 2…3%, то есть эти изменения концентраций существенно влияют на протекание реакций образования NO_x.

Для снижения температуры цикла применяют рециркуляцию ОГ, степень которой при работе на ДБТ может быть повышена до 10%. Это возможно за счет того, что образование взвешенных частиц (при уменьшении коэффициента избытка воздуха на мощностных режимах) будет значительно меньше, чем при использовании ДТ. Стоит отметить, что такая мера повышает выброс ВЧ, так как снижается уровень кислорода в зоне горения, или снижается скорость сгорания, увеличивая время окисления сажи. Авторам [54] удалось добиться снижения выбросов NO_x и взвешенных частиц до 55% и 15% соответственно, на режиме максимальной нагрузки дизеля. Данные по снижению токсичности по всем компонентам при применении рециркуляции ОГ совпадают с данными авторов [55,56]. Другим способом является применение в дизеле состава AdBlue [57].

Применение ДБТ в качестве топлива позволяет снизить выбросы CO, CH, взвешенных частиц, но повышают выбросы NO_x, токсичность отработавших газов существенно зависит от режима работы дизеля. При переводе дизеля на ДБТ стоит

учитывать этот факт и уделять особое внимание организации процесса приготовления и сгорания рабочей смеси, учитывая иные физические и химические свойства метиловых эфиров жирных кислот растительных масел.

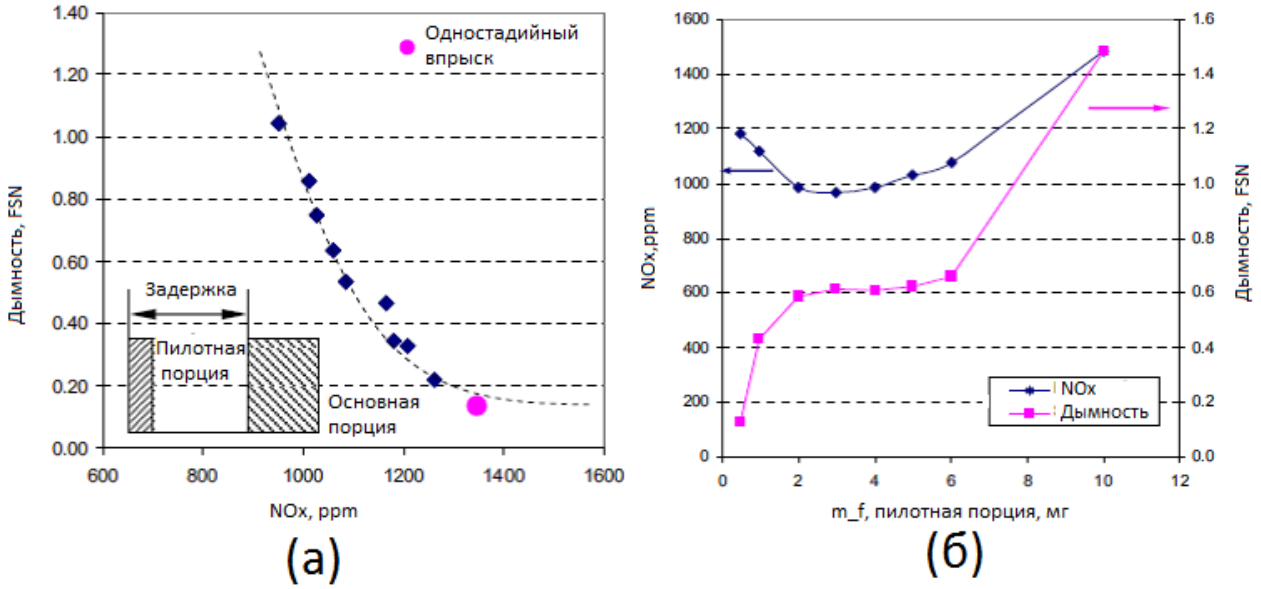
1.5 Оптимизация параметров топливоподающей аппаратуры, с целью повышения экологических и технико-экономических характеристик дизеля, работающего на ДБТ

В испытаниях [58] Hanho Yun, Mark Sellnau, Nebojsa Milovanovic and Stefan Zuelch использовалась одноцилиндровая установка с рабочим объемом 499см^3, S/D 90/84, степенью сжатия равной 15, камера сгорания BMW M57. Применяемая система впрыска Delfi аккумуляторного типа. Форсунка электрогидравлического типа с электромагнитным управлением. Давление впрыскивания 15...160 МПа, максимальное количество порций 5, количество отверстий распылителя 6, расход 0,755...0,84 л/мин, угол распыливания топливного факела 150°. Режим работы двигателя: частота вращения 1500 мин$^{-1}$ среднее индикаторное давление – 0,6 МПа, испытания проводились на дизельном топливе.

Для снижения токсичности ОГ при одностадийном впрыскивании были применены следующие меры: охлаждаемая рециркуляция ОГ, повышение давления впрыскивания, изменение стратегии впрыскивания топлива, повышение вихревого числа. Несмотря на эти меры, регистрировался довольно высокий уровень выбросов сажи и высокая жесткость работы, для снижения которых было решено исследовать влияние двухстадийного впрыскивания на рабочий процесс дизеля с целью увеличения доли кинетического горения.

В первую очередь определялось влияние задержки между пилотной и основной порциями (рисунок 1.18(а)) на рабочий процесс дизеля. Значение изменялось от 500 мкс до 3000 мкс, масса пилотной порции оставалась неизменной и равной 1 мг. Под задержкой между впрыскиванием порций топлива понимается время, прошедшее между началом впрыскивания пилотной и началом впрыскивания основной порций топлива. Зарегистрировано снижение скорости нарастания давления независимо от задержки между порциями, по сравнению с

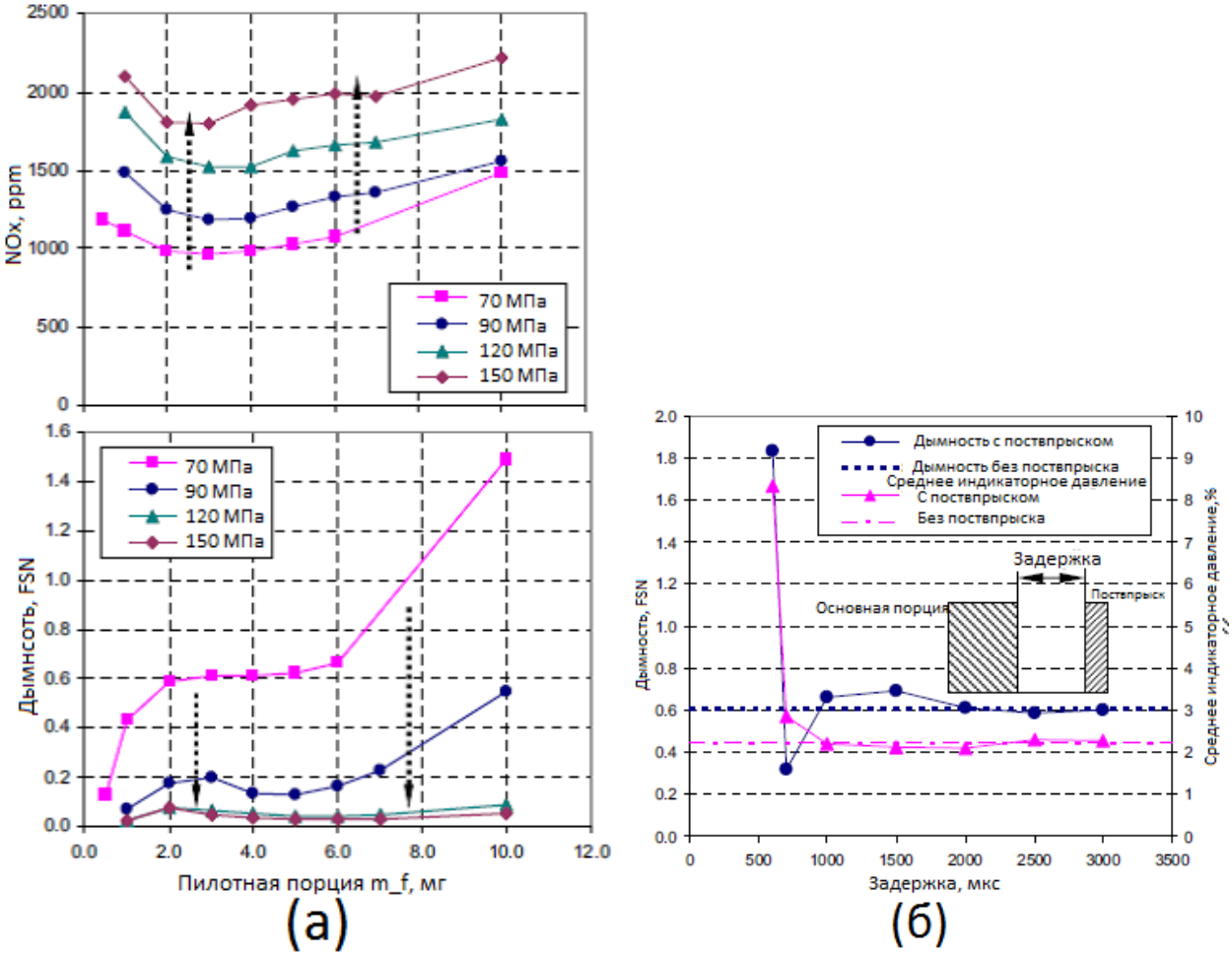
одностадийным впрыскиванием. Видно, что с увеличением задержки между порциями увеличивается дымность и снижается концентрация NO_x, аналогичная закономерность установлена авторами [59…61].



(а) – влияние задержки между порциями на токсичность отработавших газов при массе пилотной порции 1 мг, (б) – влияние массы пилотной порции на токсичность ОГ при фиксированной задержке между порциями

Рисунок 1.18 – Регулировочная характеристика параметров топливоподачи

Было исследовано влияние массы пилотной порции топлива на процесс сгорания (рисунок 1.18(б)), значение которой изменялось в интервале 0,5…10 мг/цикл с постоянной задержкой между порциями, равной 2200 мкс. УОВТ основной порции был выбран равным 8 град. п.к.в. до ВМТ. Оптимальное значение массы пилотной порции для достижения минимальной концентрации NO_x составило 2 мг с учетом низкого значения дымности, которое увеличивается прямо пропорционально данному параметру, установленная закономерность совпадает с результатами [62,63].



(а) – влияние массы пилотной порции на токсичность ОГ при различных значениях давления впрыскивания, (б) – влияние задержки между основной порцией и поствпрыском на дымность и среднее индикаторное давление

Рисунок 1.19 – Регулировочная характеристика параметров многостадийного впрыскивания

На рисунке 1.19(а) показана характеристика зависимости концентрации NO_x и дымности от массы пилотной порции и давления впрыскивания топлива. Было исследовано несколько значений последнего регулировочного параметра 70 МПа, 90 МПа, 120 МПа и 150 МПа для улучшения перемешивания топлива со свежим зарядом. Можно видеть, что увеличение давления впрыскивания снижает дымность, но увеличивает концентрацию NO_x. Оптимальное значение массы пилотной порции для достижения низкой токсичности по обоим компонентам ОГ зависит от давления впрыскивания и равно 4...5 мг.

Помимо изменения вышеописанных параметров, авторами [59] было повышено давление наддува до 0,15 МПа для увеличения вихревого числа, что привело к ускорению процесса перемешивания топлива со свежим зарядом и позволило повысить степень рециркуляции ОГ.

Достоверно известно, что поствпрыск снижает дымность отработавших газов [64…68]. Масса порции поствпрыска была выбрана равной 1 мг, а задержка между основной порцией и постврыском изменялась в диапазоне 500…3000 мкс. Под термином задержки впрыскивания порции поствпрыска понимается время, прошедшее между окончанием впрыскивания основной порции и началом впрыскивания порции поствпрыска (рисунок 1.19 б). Задержка поствпрыска выбрана оптимальной для снижения выбросов сажи и составила 2500 мкс. Порция поствпрыска способствует дополнительному перемешиванию продуктов сгорания и рабочей смеси в КС по мнению авторов исследования, кроме того, при неизменной массе цикловой подачи, за счет применения поствпрыска снижается масса основной порции, что способствует ускорению приготовления и гомогенизации топливной смеси.

Авторы Akhilendra Pratap Singh, Ayush Jain, and Avinash Kumar Agarwal [69] провели исследование влияния закона впрыскивания топлива для организации PCCI процесса с применением ДБТ. Цель процесса PCCI увеличить долю кинетического горения смеси за счет увеличения доли предварительно перемешанного заряда. Кинетическое горение происходит быстрее диффузионного из-за того, что не требуется время на приготовление топливной смеси. За счет разделения цикловой подачи на несколько порций снижается максимальная температура сгорания, так как часть топлива впрыскивается в виде одной или нескольких пилотных порций задолго до ВМТ, подготавливая рабочую смесь к моменту впрыскивания основной порции.

Авторы изменяли УОВТ основной порции топлива и давление впрыскивания топлива в диапазоне 12...24 град. п.к.в. до ВМТ и 40...100 МПа соответственно. Остальные регулировочные параметры остались неизменными. Оптимальное

значение УОВТ пилотной порции составило 35 град п.к.в. до ВМТ, масса – 10% от цикловой подачи, степень рециркуляции ОГ – 15%.

Увеличение УОВТ основной порции приводит к увеличению максимального значения скорости тепловыделения, это объясняется повышением доли кинетического горения рабочей смеси. Однако увеличение этого параметра более 24 град. п.к.в. до ВМТ приводит к снижению скорости тепловыделения из-за более низких значений температуры и давления внутри цилиндра, которые увеличивают как физическую, так и химическую задержки воспламенения. Стоит отметить, что увеличение УОВТ повышает скорость тепловыделения дизеля, работающего на В20, повышение УОВТ для ДТ и В40 практически не оказывает влияния на скорость тепловыделения, даже при различных значениях давления впрыскивания топлива. Можно предположить, что у смеси В20 оптимальное значение физической задержки воспламенения (значение динамической и кинематической вязкости и плотности топлива) и химической задержки воспламенения (цетанового числа). Увеличение давления впрыскивания повышает скорость тепловыделения для В20 и В40 в большей степени, чем для ДТ. Можно сделать предположение о том, что в данном случае снижается физическая задержка воспламенения, данное предположение совпадает с предположением авторов.

Увеличение УОВТ основной порции и увеличение давления впрыскивания способствует снижению длительности сгорания. Самой низкой длительностью сгорания характеризуется ДТ, самой высокой – В20. Интересный феномен отмечен при УОВТ равном 12 град. п.к.в. до ВМТ и давлении впрыскивания 100 МПа и 70 МПа. При давлении впрыскивания 70 МПа длительность сгорания ниже, чем при давлении 100 МПа. По предположению авторов исследования это объясняется конструктивными особенностями распылителя форсунки, распыливание топлива происходит таким образом, что способствует разделению процесса горения топлива по фракциям, из-за чего более тяжелые фракции топлива сгорают позднее. Наиболее вероятной причиной может являться более длительный процесс диффузионного горения.

При высоких давлениях впрыскивания топлива В20 характеризуется наименьшим значением удельного эффективного расхода топлива по сравнению с остальными топливами, при низких значениях давления впрыскивания наименьшим значением удельного эффективного расхода топлива характеризуется ДТ. Увеличение давления впрыскивания увеличивает значение удельного эффективного расхода топлива для всех видов топлива, так же, как и увеличение УОВТ основной порции. Последнее может быть связано с ухудшением характеристики испарения и увеличением доли пленочного типа смесеобразования. Увеличение удельного эффективного расхода топлива при увеличении давления впрыскивания может быть объяснено более высокой дальнобойностью факела в связи с неоптимальной характеристикой истечения топлива из отверстий распылителя форсунки, что также увеличивает долю пленочного смесеобразования.

Самое низкое значение выбросов CO и CH соответствует топливу В20. Увеличение УОВТ основной порции снижает выбросы CO для всех видов топлива и для всех значений давления впрыскивания топлива за счет снижения температуры цикла и повышения доли кинетического горения. Стоит отметить, что при давлении впрыскивания 40 МПа изменение УОВТ основной порции практически не влияет на выбросы CO. Повышение давления впрыскивания топлива повышает выбросы CO, это может быть объяснено неоптимальным законом впрыскивания топлива. Увеличение УОВТ основной порции повышает выбросы CH для всех видов топлива, так же, как и увеличение давления впрыскивания.

Увеличение выбросов NO_x наблюдается при увеличении УОВТ основной порции и давлении впрыскивания 40 МПа для всех видов топлива, выбросы для топлив В20 и В40 ниже, чем для ДТ. Это может быть обусловлено более низкой теплотой сгорания и более высоким значением вязкости В20 и В40. Стоит отметить, что масса цикловой подачи для ДТ и смесевых биотоплив одинаковая, в связи с чем энергонасыщенность порции топлива меньше в случае смесевых топлив. При увеличении давления впрыскивания до 70 МПа выбросы NO_x

снижаются для ДТ и незначительно повышаются для смесевых топлив В20 и В40. При дальнейшем повышении давления впрыскивания существенного изменения выбросов NO_x не происходит. Важно, что при давлении впрыскивания 100 МПа и значении УОВТ основной порции 24 град. п.к.в. до ВМТ наблюдается снижение выбросов NO_x для смесевых биотоплив, что может быть связано со снижением максимальной температуры цикла, так как образование NO_x происходит преимущественно по термическому механизму.

Выбросы ВЧ снижаются при увеличении УОВТ основной порции и давлении впрыскивания равном 40 МПа для всех видов топлива примерно на 20%. Стоит отметить, что наиболее низкое значение выбросов ВЧ выявлено у ДТ и с повышением концентрации ДБТ в смесевом топливе возрастает. Возможно, это объясняется более высокой вязкостью и плотностью ДБТ, и неоптимальными характеристиками распылителя форсунки, в результате чего дробление топливного факела происходит на более крупные капли топлива, что приводит к более медленному нагреву и испарению капель топлива. При дальнейшем увеличении давления впрыскивания влияние УОВТ основной порции на общие выбросы ВЧ не заметно, так же, как и само увеличение давления впрыскивания.

Стоит отметить, что вышеописанные испытания проведены на частичных нагрузочных режимах, об этом свидетельствует довольно высокие значения удельного эффективного расхода топлива 300...350 г*кВт/час. Это может служить объяснением того, что величины выбросов токсичных компонентов ОГ распределяются не классическим образом. Например, при увеличении доли ДБТ возрастает дымность, это может быть объяснено тем, что абсолютное значение максимальной температуры сгорания недостаточно для окисления сажи (авторами выяснено, что средний диаметр взвешенных частиц увеличивается при увеличении доли ДБТ, для окисления которых может требоваться больше времени или энергии).

Из вышеизложенного можно сделать вывод о том, что добиться снижения выбросов NO_x и дымности одновременно при улучшении или сохранении топливной экономичности является непростой задачей [37]. Для достижения

низкой температуры цикла при сгорании предварительно смешанного заряда могут быть применены следующие меры: повышение вихревого числа; применения многостадийного впрыскивания [33]; повышения давления впрыскивания топлива [70]; повышения давления во впускном тракте (наддува) [70]; применение рециркуляции ОГ [71,72]; оптимизация угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ) [73,74]; гомогенизации заряда [73,74]; применения топлив, а молекулах которого содержатся атомы кислорода [75].

Гомогенизация заряда в КС зависит от таких параметров как стратегия впрыскивания (влияет на физическую и химическую задержки воспламенения), вихревое число, давление впрыскивания топлива, степень рециркуляции ОГ, физических и химических свойств топлива. За счет перечисленных факторов можно повысить долю предварительно смешанной рабочей смеси и долю кинетического горения, что позволит снизить выбросы CO, CH, и ВЧ. Повышение доли кинетического сгорания за счет снижения переобогащенных зон в КС, а также сгорания меньшего количества топлива вблизи ВМТ позволит снизить максимальную температуру цикла и, следовательно, выбросы NO_x. Стоит отметить, что оптимальная стратегия впрыскивания топлива будет зависеть от степени рециркуляции, значения вихревого числа, давления впрыскивания и давления наддува, поэтому оптимизацию УОВТ пилотных, основной порций, УОВТ поствпрыска их массу необходимо производить, предварительно выбрав такие параметры как давление впрыскивания, давление наддува, степень рециркуляции ОГ и вид топлива. Также стоит отметить, что значение параметров многостадийного впрыскивания топлива и количество впрыскиваний стоит определять в несколько этапов, так как оптимальное значение, например, УОВТ впрыскивания пилотной порции будет меняться в зависимости от ее массы.

1.6. Моделирование рабочего процесса дизеля

С помощью CFD моделирования Raouf Mobasheri, Zhijun Peng [76] (исследовали влияние 13-ти различных форм камеры сгорания и трех разных значений УОВТ для основной порции топлива. Трехмерная модель создана в CFD

Fire v2009 [78] с использованием и калибровкой множества различных дополнительных моделей [77…86]. Для расчета процесса горения была использована модель ECFM-3Z [83,84]. Для моделирования процесса самовоспламенения была использована модель Shell [85], для дробления факела топлива была использована стандартная модель Wave [86…89]. Модель Дуковича была использована для описания закона нагрева и испарения факела топлива [90,91]. Для описания эффекта взаимодействия частиц топлива между собой и интенсивности вихря использовалась модель стохастической дисперсии посредством приведения скорости частиц к средней скорости газа [78], модель k-ζ-f – для описания теплообмена турбулентного потока в пристеночном слое топливного факела. Одно из главных преимуществ данной модели это высокая точность, стабильность в расчетах с применением подвижных сеток и сильно сжатых потоков. Для оценки концентрации NO_x был использован усовершенствованный механизм Зельдовича, а выбросы сажи оценивались по моделям Kennedy, Hiroyasu и Magnussen [91]. Оценочными критериями данного исследованиями являлись концентрация NO_x, выбросы ВЧ, удельный эффективный расход топлива и локальный коэффициент избытка воздуха. Результаты данного исследования показали хорошую сходимость расчетных данных с данными эксперимента, что свидетельствует об адекватности модели [77]. Созданная CFD модель использовалась для анализа влияния формы камеры сгорания и УОВТ пилотной порции на рабочий процесс дизеля с непосредственным впрыскиванием топлива (объемным смесеобразованием).

Схожая работа была проведена в МГТУ имени «Баумана», в которой на базе трехмерной модели расчета рабочего процесса авторы [89] исследовали процесс сгорания, процессы образования NO_x и сажи в цилиндре быстроходного дизеля для различных форм камеры сгорания. Численные исследования проводились на базе трехмерной модели расчета рабочего процесса [92…94], реализованной AVL FIRE. Для расчета процессов турбулентного сгорания и образования вредных веществ используются следующие модели: модель ECFM-3Z, k-e модель турбулентности, расширенный механизм Б.Я. Зельдовича образования NO_x, кинетическая модель

сажеобразования, разработанная в ИХФ РАН. Для верификации модели сгорания использовались результаты экспериментальных исследований, полученных для серийного дизеля легкового автомобиля на соответствующем режиме работы и с идентичными параметрами топливоподающей аппаратуры, получено приемлемое согласование расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм.

В Российском университете дружбы народов была использована CFD [94] модель с различными механизмами химической кинетики для расчета HCCI процесса, которая была выбрана в связи с тем, что в многомерных моделях учитывается влияние на HCCI процесс формы КС, турбулентности, рециркуляции ОГ. В модели с детальной химической кинетикой предусмотрено наиболее полное описание процесса горения и учет большого числа индивидуальных веществ и отдельных элементарных реакций (порядка 1000 компонентов и 10000 реакций). Такая модель основана на наиболее полном использовании известных термохимических данных. Детальному механизму следует отдавать предпочтение в том случае, когда необходимо наиболее точно прогнозировать параметры процесса, например, момент воспламенения, динамику процесса тепловыделения, количество токсичных компонентов в ОГ. Затраты машинного времени при таком эксперименте значительно возрастают, особенно при малом размере ячеек сетки. Время расчета можно уменьшить, применив более грубую сетку или упрощенный механизм химической кинетики [95].

Также в большом числе работ [96…106] было применено CFD моделирование рабочих процессов дизеля, созданные и валидированные модели показали хорошую сходимость с экспериментальными данными и были применены для исследования рабочего процесса.

Проведенный анализ зарубежной и Российской литературы показывает, что ДБТ является перспективным видом альтернативного топлива, которое может найти и находит широкое применение в дизелях. При использовании топлива до В30 включительно, в ТА дизеля могут применяться те же уплотнительные материалы, что и для ДТ. Однако при применении смесевого топлива с

содержанием ДБТ выше 30%, необходимо производить оптимизацию параметров топливоподачи.

В связи с меньшей удельной теплотой сгорания ДБТ необходимо повышать цикловую подачу топлива примерно на 14% при работе дизеля на В100. При применении ДБТ снижается токсичность ОГ по компонентам СО, СН и выбросам ВЧ, однако увеличивается концентрация NO_x. Применение многостадийного впрыскивании топлива позволяет одновременно снижать концентрацию NO_x и выбросы ВЧ.

1.7 Способы снижения токсичности отработавших газов

Наиболее распространенный метод снижения эмиссии оксидов азота — это снижение максимальной температуры цикла, то есть организация так называемого низкотемпературного горения. Один из способов достижения низкотемпературного горения — это применение рециркуляции отработавших газов, обычно 10…20% отработавших газов переносится на впуск, в таком случае часть подведенного в цикле тепла используется на подогрев отработавших газов, поступивших на впуск через систему рециркуляции. Отработавшие газы инертны и не влияют на химические реакции, происходящие в цилиндре двигателя, а только поглощают тепло [107]. Необходимо отметить, что помимо поглощения части подводимого в цикле тепла рециркуляция снижает наполнение цилиндра свежим зарядом, что снижает КПД цикла, однако происходит существенное снижение концентрации NO_x – до 80% при применении охлаждаемой рециркуляции.

Еще один способ снижения концентрации NO_x в ОГ это применение трехкомпонентных каталитических нейтрализаторов, которые превращают NO_x в N_2, СО в CO_2, а несгоревшие углеводороды в H_2O, однако в каталитических нейтрализаторах применяются дорогостоящие драгоценные металлы. Еще одним недостатком каталитических нейтрализаторов является то, то они хорошо работают при стехиометрическом составе смеси, что возможно при количественном регулировании мощности, а не при качественном, где коэффициент избытка воздуха меняется в широком диапазоне, как это реализовано в дизелях. Процесс

сгорания в дизеле происходит при большем значении среднего по цилиндру коэффициента избытка воздуха, однако значение локального коэффициента избытка воздуха ниже 1, что в свою очередь способствует увеличению выбросов NO_x за счет более высоких значений температуры сгорания [108]. Отмечается затруднение прогрева и снижение эффективности нейтрализатора из-за более низких температур отработавших газов [109].

Также существуют методы снижения концентрации NO_x в отработавших газах дизеля за счет впрыскивания мочевины или аммиака как до каталитического нейтрализатора [110], так и в системах без каталитического нейтрализатора [111]. В первом случае возможно снижение концентрации NO_x до 90%, во втором до 70%.

Эффективным методом снижения NO_x является впрыскивание воды в цилиндр, за счет которого происходит снижение температуры цикла [112]. Впрыснутая вода поглощает часть подведенного в цикле тепла, аналогично рециркуляции ОГ.

Эмульсии топлива и воды также позволяют снижать NO_x, не требуют изменения конструкции двигателя и не оказывает негативного влияния на системы и агрегаты двигателя. Однако, в традиционных топливных системах могут быть проблемы из-за снижения смазывающих способностей водотопливных эмульсий [113]. Кроме того, применяется впрыскивание водяного пара во впускной коллектор, испарение подогретой воды осуществляется за счет температуры воздуха, сжатого в компрессоре агрегатов наддува [114]. Также применяется впрыскивание метанола в цилиндр дизеля [115,116].

Организация процесса низкотемпературного горения стала возможна благодаря применению аккумуляторных топливоподающих систем типа Common rail, где топливный насос, аккумулятор для хранения топлива под высоким давлением и форсунки – являются разными агрегатами, несущими строго возложенные на них функции, управление системой впрыскивания осуществляется при помощи ЭБУ. Существует возможность изменять параметры топливоподачи, такие как: давление впрыскивания, масса цикловой порции, а также осуществлять фазированное впрыскивание топлива. Существует несколько стратегий

организации низкотемпературного горения HCCI (гомогенное сгорание с воспламенением от сжатия), PCCI (сгорание предварительно перемешанного заряда с воспламенением от сжатия). Концепция сгорания предварительно смешанного заряда позволяет снижать выбросы ВЧ и концентрацию NO_x в отработавших газах дизеля, снижать длительность сгорания и потери тепла в систему охлаждения и с отработавшими газами [117,118]. Существуют также стратегии, которые объединяют организацию низкотемпературного сгорания с применением альтернативных топлив, таких как природный газ, этанол, метанол и бутанол [119…122].

Организация процесса низкотемпературного горения за счет применения многостадийного впрыскивания топлива, оптимизации УОВТ и массы каждой порции является предпочтительной среди вышеописанных методов, так как не требует изменения конструкции двигателя или дополнительного оборудования и применения дополнительных систем.

Для снижения токсичности отработавших газов дизеля необходимы следующие мероприятия по совершенствованию рабочего процесса дизеля: повышение вихревого числа, применение многостадийного впрыскивания, повышение давления впрыскивания, применение рециркуляции ОГ, увеличение давления наддува, оптимизация параметров впрыскивания, оптимизация параметров распылителя форсунки, оптимизация формы камеры сгорания, организация процесса низкотемпературного горения.

Целью данной работы является совершенствование рабочего процесса автомобильного дизеля, работающего на ДБТ для улучшения технико-экономических и экологических показателей.

Для выполнения поставленной цели, необходимо провести комплекс экспериментальных и теоретических исследований, для оптимизации рабочего процесса дизеля, работающего на ДБТ для чего сформулированы и решены следующие **задачи диссертационной работы:**

Задачи исследования:

1. Разработка компьютерной модели рабочего процесса и процессов образования токсичных компонентов в цилиндре дизеля, работающего на ДБТ.

2. Теоретическое исследование внутрицилиндровых процессов при использовании различных стратегий впрыскивания ДБТ.

3. Экспериментальное исследование технико-экономических и экологических показателей дизеля при работе на ДБТ.

4. Оптимизация параметров многостадийного впрыскивания ДБТ с целью снижения концентрации токсичных компонентов отработавших газов.

5. Разработка рекомендаций по адаптации автомобильных дизелей для работы на ДБТ.

ГЛАВА 2. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ В ТРЕХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ ПРИ РАБОТЕ НА ДИЗЕЛЬНОМ БИОТОПЛИВЕ.

В настоящее время компьютерное моделирование в процессе разработки и доводки двигателей, а также их систем, становится одним из решающих факторов, обеспечивающих снижение временных затрат. С помощью программного обеспечения, основанного на методах трехмерного численного моделирования течения сплошных сред, можно получить необходимую для проектирования информацию, которую весьма сложно или, зачастую, невозможно получить в ходе эксперимента. Таким образом, проект на стадии прототипа имеет гораздо более высокую степень проработанности и завершенности. При помощи использования методов вычислительной гидродинамики экономятся временные, человеческие и материальные ресурсы, кроме того, уменьшается время на проведение моторных испытаний, что в свою очередь экономит топливо и снижает выбросы токсичных компонентов отработавших газов в атмосферу.

Существенным преимуществом обладают комплексы программ, разработанные специально для моделирования множества процессов, происходящих в двигателе внутреннего сгорания (ДВС) (впрыскивание топлива, дробление топливного факела, испарение топлива, приготовление горючей смеси, горение и формирование токсичных компонентов отработавших газов), такие как AVL Fire.

AVL FIRE — программный комплекс трехмерного моделирования, реализующий технологию вычислительной динамики жидкости и газа. Данный продукт включает специализированные модули для анализа процессов, происходящих в ДВС, и состоит из модуля FAME — автоматического генератора сеток, ядра FIRE, в котором непосредственно проводится расчет, и модуля IMPRESS — встроенного постпроцессора.

Целью данной главы является создание компьютерной модели дизеля ЯМЗ-6566 в трехмерной постановке на основе методов вычислительной гидродинамики,

адекватно описывающей рабочий процесс при работе на нефтяном дизельном топливе и дизельном биотопливе.

Для достижения данной цели необходимо решить следующие **задачи:**

- Осуществить анализ доступных моделей, описывающих различные внутрицилиндровые процессы, происходящие в ДВС на такте сжатия и рабочего хода;
- Подобрать необходимую комбинацию моделей, упомянутых в предыдущем пункте подходящую для проведения оптимизационного исследования параметров топливоподающей аппаратуры;
- Произвести настройку моделей сгорания, образования токсичных компонентов ОГ, дробления, нагрева и испарения факела топлива;
- Провести верификацию модели на базовых режимах работы при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ во всем диапазоне нагрузок на обоих видах топлива.

2.1 Обобщенная система уравнений переноса

Процессы молекулярного переноса, т.е. диффузия, теплопроводность и вязкость, имеют в своей основе одно явление: соответствующие физические свойства распространяются в среде за счет движения молекул рассматриваемой среды. Диффузия представляет собой перенос массы за счет градиентов концентрации, вязкость — перенос импульса за счет градиентов скорости, теплопроводность — перенос энергии за счет градиентов температуры. Кроме того, существуют и другие явления, которые связаны с переносом массы за счет градиентов температуры, такие как термодиффузия (эффект Соре), и переносом энергии за счет градиентов концентрации (эффект Дюфо). Влияние последних эффектов обычно очень мало, и ими часто пренебрегают при расчете процессов горения.

Течение жидкости описывается уравнениями сохранения количества движения (Навье-Стокса), сохранения энергии (Фурье-Кирхгофа), диффузии (Фика) и сохранения массы (неразрывности):

$$\rho\frac{DW_i}{Dt} = G_i - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\left(\frac{\partial W_i}{\partial x_j} + \frac{\partial W_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial W_k}{\partial x_k}\right)\right],$$

$$\rho\frac{DH_i}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\lambda\frac{\partial T}{\partial x_j}\right) + \frac{\partial \mathrm{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\tau_{ij}W_j\right) + G_jW_j + w_rQ_r + \frac{\partial q_{Rj}}{\partial x_j}, \quad (2.1)$$

$$\frac{DC_l}{Dt} = \frac{\partial}{\partial x_j}\left(D_l\frac{\partial C_l}{\partial x_j}\right) + \dot{m},$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho \cdot W_j\right) = 0,$$

где ρ – плотность кг/м^3;

$\overrightarrow{W}$ – вектор скорости, м/с;

$\dot{m}$ – интенсивность источника массы (скорость изменения концентрации химического компонента, кг·м$^{-3}$·с$^{-1}$);

p – давление, Па;

G_i – проекция вектора плотности объемных сил (Н/м^3) на ось Ox$_i$ прямоугольной декартовой системы координат;

λ – теплопроводность, Вт*м$^{-1}$·К$^{-1}$;

δ_{ij} – символ Кронекера;

H – полная удельная энергия, Дж/кг

$\frac{\partial q_{Rj}}{\partial x_j}$ – радиационный тепловой поток, Вт/м^2;

τ_{ij} – касательные напряжения трения, Па;

Q_r – количество выделяемой теплоты на единицу массы, Дж/кг;

В результате химической реакции, идущей со скоростью w_r, кг·м$^{-3}$·с$^{-1}$;

μ – динамическая вязкость, Па·с;

$\frac{D}{Dt}$ – субстанциональная производная;

C_l – концентрация компонента l, кг/м^3;

D_l – коэффициент диффузии компонента l, м^2/с;

$\overline{\tau}_{ij} = \mu\left(\frac{\partial \overline{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{W}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial \overline{W}_k}{\partial x_k}\right)$ – тензор вязких (турбулентных) напряжений, определенный по осредненным значениям компонент скорости.

Уравнения (2.1) можно также записать в виде обобщённого закона сохранения:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \Phi) + div\left(\rho \vec{W} \Phi\right) = div(\Gamma_{\Phi} grad \Phi) + S_{\Phi}, \quad (2.2)$$

где Ф – произвольная зависимая переменная;

Γ_{Φ} – коэффициент обмена (диффузии);

S_{Φ} – источниковый член, равный разности генерации $S_{\Phi g}$ и аннигиляции $S_{\Phi a}$ потоков, т.е. $S_{\Phi} = S_{\Phi g} - S_{\Phi a}$.

2.2 Модели турбулентности

2.2.1 Турбулентное течение в ДВС

Турбулентное течение в ДВС до начала сгорания описывает процесс приготовления топливовоздушной смеси. Турбулентные потоки характеризуются непрерывными флуктуациями скорости, которые могут приводить к флуктуациям скалярных параметров потока, таких как плотность, температура и состав смеси. Флуктуации скорости потока (и его скалярных характеристик) являются результатом вихревых движений, которые создаются за счет сдвиговых напряжений внутри потока [123]. Рост этих вихрей является результатом конкуренции между нелинейными процессами, генерирующими неустойчивость течения, и процессами, разрушающими эти неустойчивости за счет диссипативных процессов, обусловленных вязкостью.

Уравнения Навье-Стокса могут быть решены для турбулентного горения и вообще для турбулентных потоков (также, как и для ламинарных), однако на практике это требует слишком больших вычислительных затрат (прежде всего, времени вычислений), кроме того, прямое численное моделирование возможно для небольших значений чисел R_l (R_l число Рейнольдса для турбулентного потока <1000). В отличие от ламинарного потока, решение уравнений Навье-Стокса для турбулентных потоков зависит от времени, поэтому стационарного решения не существует. Необходимо было бы усреднить выходные параметры по времени для того, чтобы найти типичные параметры реагирующего потока: средний расход

топлива, среднюю мощность, среднюю скорость образования токсичных компонентов отработавших газов. Для усреднения применяется функция плотности вероятности [123] (усреднение по ансамблю), которая содержит статистический вес любого реализуемого состояния и подразумевает, что поток в точке пространства r имеет плотность в интервале от p до p + dp, скорость в направлении x в интервале от v_x до $v_x + dv_x$, скорость в направлении y в интервале от v_y до $v_y + dv_y$, скорость в направлении z в интервале от v_z до $v_z + dv_z$, температуру в интервале от T до $T + dT$, а локальный состав, соответствующий массовым долям в интервале от ωi до $\omega i + d\omega i$, можно записать в виде:

$$\int_0^\infty \int_{-\infty}^\infty \int_{-\infty}^\infty \int_{-\infty}^\infty \int_0^\infty \cdots \int_0^\infty \int_0^\infty P\left(p, v_x, v_y, v_z, \omega_1, \dots, \omega_{S-1}, T; r\right) \times$$
$$d\rho\, dv_x\, dv_y\, dv_z\, d\omega_1, \dots, d\omega_{S-1} dT = 1, \qquad (2.3)$$

Также применяется усреднение по времени и усреднение по Фавру [123]. Применяя усреднение по времени, можно получить среднее значение переменной величины, которое эквивалентно усреднению по ансамблю. Усреднение по Фавру применяется для получения более компактных формул с меньшим числом неизвестных корреляций, и подразумевает использование средневзвешенных по плотности величин.

Уравнения Навье-Стокса замыкаются выражениями для эмпирических законов, описывающих плотности потоков. Усредненные уравнения сохранения не замкнуты, пока не определены аналогичные члены вида $pv''q''$ (напряжения Рейнольдса). Таким образом неизвестных получается больше, чем уравнений (проблема замыкания уравнений в теории турбулентности). Для решения этой проблемы существуют модели, описывающие напряжения Рейнольдса как функции зависимых переменных [124,125], которые интерпретируют член $pv''q''$ ($q = Wi$, v, h, Zi) как турбулентный перенос и моделируют его аналогично случаю ламинарного потока, используя предположение о градиентном переносе, которое гласит, что член пропорционален градиенту средней величины соответствующей переменной:

$$\overline{\rho v'' q_i''} = -\overline{\rho} \nu_{\text{тур}} grad \overline{q}_i, \qquad (2.4)$$

Если коэффициент турбулентного обмена $v_{тур}$ (который наиболее вероятно имеет различные значения для разных уравнений) известен, то уравнения можно решить численно. Существует много моделей, определяющих коэффициент турбулентного обмена. Среди них в данный момент применяются модели с двумя и тремя уравнениями.

2.2.2 Модель турбулентности *k-ζ- f*

Модель турбулентности *k-ζ-f* предложена K. Hanjalić, M. Popovac и M. Hadžiabdić [126,127] и является усовершенствованием $\overline{v^2} - f$ модели турбулентности Дурбина (P.A. Durbin). Она основана на кинетической энергии турбулентности *k*, нормированном масштабе скорости $\zeta = \overline{v^2}/k$ и эллиптической функции релаксации *f*. $\overline{v^2}$ – средний квадрат флуктуации скорости по нормали к линии тока; в пристеночной области $\overline{v^2}$ представляет собой среднеквадратичную флуктуацию скорости по нормали к поверхности, что позволяет приближённо учитывать пристеночную анизотропию турбулентности [128]. В модели турбулентности *k-ζ-f* используется ζ вместо $\overline{v^2}$ для улучшения сходимости по сравнению с моделью Дурбина.

Турбулентная вязкость определяется из выражения [126,129]:

$$\nu_t = C_\mu \zeta \frac{k^2}{\varepsilon}, \tag{2.5}$$

Уравнения модели имеют вид [130,171]:

$$\rho \frac{Dk}{Dt} = \rho(P_k - \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}\right)\frac{\partial k}{\partial x_j}\right], \tag{2.6}$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{Dt} = \rho \frac{C^*_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2}\varepsilon}{\tau_t} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}\right)\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right], \tag{2.7}$$

$$\rho \frac{D\zeta}{Dt} = \rho f - \rho \frac{\zeta}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta}\right)\frac{\partial \zeta}{\partial x_j}\right], \tag{2.8}$$

Эллиптическая функция релаксации *f* определяется из выражения:

$$f - l^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x_j x_i} = \left(c_1 + C'_2 \frac{P_k}{\zeta}\right) \frac{\frac{2}{3} - \zeta}{\tau_t}, \quad (2.9)$$

где масштаб времени турбулентности:

$$\tau_t = max\left[min\left(\frac{k}{\varepsilon}, \frac{a}{\sqrt{6} C_\mu |S| \zeta}\right), C_\tau \left(\frac{\nu}{\varepsilon}\right)^{1/2}\right], \quad (2.10)$$

и масштаб длины:

$$l = C_l \, max\left[min\left(\frac{k^{3/2}}{\varepsilon}, \frac{k^{1/2}}{\sqrt{6} C_\mu |S| \zeta}\right), C_\eta \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon}\right)^{1/4}\right]. \quad (2.11)$$

Константы модели, принимаемые по рекомендациям [126,129], приведены в Таблице 2.1. Граничные условия задаются следующим образом: на стенке $\zeta_w = 0$, тогда величина значение эллиптической функции релаксации:

$$f_w = -\frac{2\nu\zeta_P}{y_P^2}. \quad (2.12)$$

Таблица 2.1 — Константы модели турбулентности *k-ζ-f*[132,171]

c_μ	$c_{\varepsilon 1}$	$c_{\varepsilon 2}$	c_1	C'2	σ_k	σ_ε	σ_ζ	C_τ	C_l	C_η
0.22	1.4(1+0.012/ζ)	1.9	0.4	0.65	1	1.3	1.2	6	0.36	85

Модель турбулентности *k-ζ-f* хорошо подходит для описания сложных и отрывных течений, [129]. По данным исследований, проводившихся на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана, использование модели турбулентности *k-ζ-f* позволяет увеличить скорость расчёта по сравнению с *k-ε* за счёт меньшего количества итераций, достаточных для сходимости (несмотря на большее время, занимаемое одной итерацией).

2.3 Процесс горения в цилиндре дизеля

2.3.1 Особенности процесса горения

Характерным для рабочего процесса поршневых двигателей является взаимодействие друг с другом нескольких процессов, одновременно происходящими в цилиндре ДВС в широком диапазоне времени. Это процессы переноса массы, количества движения и энергии, а также химические реакции горения. Высвобождение энергии при горении топлив порождает градиенты давления, температуры и плотности и вносит вклад в процессы переноса. Градиенты сами являются источниками процессов в газе, которые приводят к переносу массы, количества движения и энергии.

Взаимосвязь химической кинетики с динамикой газа сильно усложняет моделирование реагирующих течений. Для определения скорости реакции требуется знание кинетического механизма образования каждого из компонентов (продуктов реакции), а также соответствующих констант скорости реакции. Только после этого можно определить источниковые члены в уравнениях переноса, характеризирующие интенсивность возникновения новых или преобразования исходных компонентов в результате химических реакций и входящие в уравнения переноса, и установить связь между динамикой газа и химической кинетикой.

Реакции высокотемпературного окисления углеводородных топлив и водорода характеризируются очень короткими временными масштабами по сравнению с процессами переноса, поэтому предположение о химическом равновесии (т.е. о мгновенном сгорании и образовании конечных продуктов реакции) во многих случаях является оправданным допущением. Однако бывают обстоятельства, особенно при решении экологических задач, когда такое допущение не выполняется. В частности, реакции с конечной скоростью необходимо рассматривать при расчетах соединений CO, CH, NO_x и сажи. Даже в условиях равновесной химической реакции в случае обогащенной смеси углеводородов с воздухом получается значительное количество CO, около 10% всего объема газа. В камере сгорания эта смесь перемешивается с воздухом и

поэтому любое последующее окисление до CO_2 происходит во временных масштабах, сопоставимых с турбулентным перемешиванием. Оксиды азота, как известно, образуются в областях с достаточно высокими значениями температуры *(T*> 1800 К) и после образования сохраняются в продуктах сгорания практически в неизменном количестве (т.е. происходит их «закалка»). Скорость образования NO максимальна только при $\alpha_в \sim 1{,}1$ (при небольшом избытке окислителя), но все равно меньше характерной скорости процессов переноса.

2.3.2 Модели горения

Для описания происходящий процессов, учитывающих турбулентное горение предварительно перемешанной и предварительно не перемешанной смеси, существуют различные модели горения. Представленные модели, подходящие для описания процессов горения, воспламенения и приготовления топливовоздушной смеси в дизеле:

1. **Модель Магнуссенна – Хартагера** [130] является полуэмпирической моделью, присутствуют константы для корректировки скорости химических реакций.

2. **Characteristic Timescale Model** учитывает ламинарное и турбулентное горение, а также горение диффузионной и кинетической фаз. Для корректировки доли диффузионной и кинетической фаз горения предусмотрены корректировочные константы, для смещения баланса в ту или иную сторону. Данная модель не подходит для оптимизационного исследования влияния параметров топливоподачи на рабочий процесс дизеля, так как организация процесса низкотемпературного горения подразумевает учет смещения баланса в сторону кинетической фазы горения топливовоздушной смеси (горение предварительно смешанного заряда) самой моделью без ручной корректировки данного процесса.

3. **Модель когерентного пламени (CFM)** [131], модель когерентного пламени имеет несколько разновидностей: Усовершенствованная модель

когерентного пламени (MCFM); расширенная модель когерентного пламени (ECFM) и трехзонная расширенная модель когерентного пламени (ECFM – 3Z).

Трехзонная расширенная модель турбулентного пламени наиболее точно описывает процессы перемешивания, самовоспламенения, ламинарное и турбулентное горение, кинетическую и диффузионную фазы горения в двигателе с воспламенением от сжатия, а также химическую кинетику горения. При этом она не требует отдельной настройки для каждого режима работы двигателя, что делает ее более универсальной, и более подходящей для оптимизационного исследования.

Трехзонная расширенная модель когерентного пламени (ECFM-3Z) была предложена союзом GSM (Groupement Scientifque Moteurs) для двигателей с воспламенением от сжатия, однако затем была адаптирована под двигатели с воспламенением от электрической искры.

Модель основана на разбиении каждого контрольного объёма на три зоны (Рисунок 2.1):

- A, содержащую воздух (включая остаточные газы и отработавшие газы, попавшие в цилиндр через систему рециркуляции);
- F, содержащую топливо;
- M, содержащую топливовоздушную смесь, делится на зоны M^b и M^u, содержащие продукты сгорания и свежий заряд, соответственно. Горение осуществляется только в зоне M.

Модель описывает три процесса:

- Самовоспламенение в зоне M^u;
- Распространение пламени (только для двигателей с воспламенением от электрической искры);
- Диффузионное горение в зоне M^b. В зону M^b диффундируют топливо и кислород из F^b и A^b.

Из зон A и F воздух и топливо диффундируют в зоны M^u и M^b, поэтому они условно делятся на зоны $A^u(F^u)$ и $A^b(F^b)$ при этом A^u и $A^b(F^u$ и $F^b)$ идентичны как по составу, так и по температуре (газы в A^u, F^u, A^b, F^b и M^u находятся при одной и той-же температуре T^u).

Процесс горения представлен на рисунке 2.2: в начальный момент времени контрольный объём разделён на зоны A^u и F^u (Рисунок 2.2а); далее в результате перемешивания топлива и воздуха возникает зона M^u (Рисунок 2.2б), затем после самовоспламенения происходит кинетическое горение в зоне M^u, в результате чего газы из M^u переходят в M^b (Рисунок 2.2в); на последнем этапе воздух и топливо диффундируют из зон A^b и F^b в зону M^b, где происходят диффузионное горение, также происходит диффузия воздуха и топлива из A^u и F^u в зону M^u (Рисунок 2.2г).

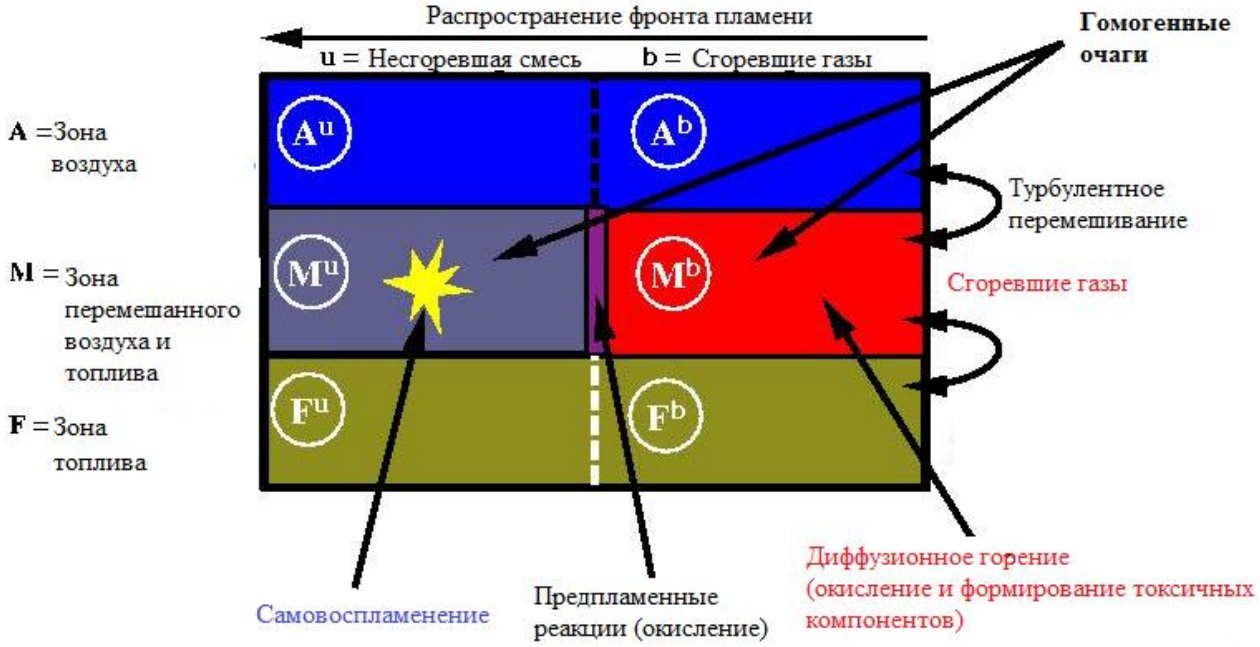
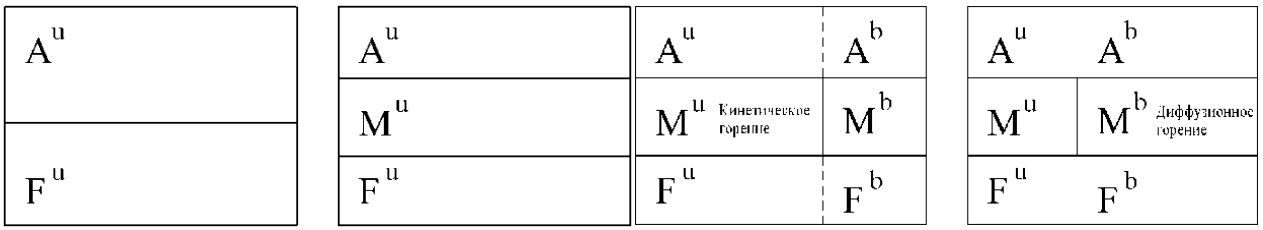


Рисунок 2.1 – Разделение контрольного объёма на зоны в трехзонной расширенной модели когерентного пламени



(а) (б) (в) (г)

(а) – начальный момент образования топливовоздушной смеси; (б) – процесс перемешивания топлива, зона M^u; (в) – самовоспламенение и кинетическое горение; (г) – диффузионное горение

Рисунок 2.2 – Процесс горения в модели ECFM-3Z

Уравнение описывающее перемешивание топлива:

$$\frac{\partial \overline{\rho}\tilde{Y}_{Fu}^{u}}{\partial t}+\frac{\partial \overline{\rho}\widetilde{u}_i\tilde{Y}_{Fu}^{u}}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\left(\frac{\mu}{Sc}+\frac{\mu_t}{Sc_t}\right)\frac{\partial \tilde{Y}_{Fu}^{u}}{\partial x_i}\right)+\bar{\rho}\tilde{\dot{S}}_{Fu}^{u}+\overline{\dot{\omega}}_{Fu}^{u}-\overline{\dot{\omega}}_{Fu}^{u\to b}, \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial \overline{\rho}\tilde{Y}_{Fu}^{b}}{\partial t}+\frac{\partial \overline{\rho}\widetilde{u}_i\tilde{Y}_{Fu}^{b}}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\left(\frac{\mu}{Sc}+\frac{\mu_t}{Sc_t}\right)\frac{\partial \tilde{Y}_{Fu}^{b}}{\partial x_i}\right)+\bar{\rho}\tilde{\dot{S}}_{Fu}^{b}+\overline{\dot{\omega}}_{Fu}^{b}+\overline{\dot{\omega}}_{Fu}^{u\to b}, \quad (2.14)$$

где $\bar{\dot{S}}_{Fu}^{u}$ и $\bar{\dot{S}}_{Fu}^{b}$ – источниковые члены, определяющие попадание испарившегося топлива в зоны F^u и F^b:

$$\tilde{\dot{S}}_{Fu}^{b}=\tilde{\dot{S}}_{Fu}\tilde{c}, \quad (2.15)$$

$$\tilde{\dot{S}}_{Fu}^{u}=\tilde{\dot{S}}_{Fu}(1-\tilde{c}), \quad (2.16)$$

где $\overline{\dot{\omega}}_{Fu}^{u}$ – источниковый член, определяющий кинетическое горение, $\overline{\dot{\omega}}_{Fu}^{b}$ – диффузионное горение.

Переменная $\tilde{c}$ определяет отношение несгоревшей массы к полной массе в ячейке:

$$\tilde{c}=1-\frac{\bar{m}^{u}}{\bar{m}}=1-\frac{\tilde{y}_{TFu}^{u}}{\tilde{y}_{TFu}}, \quad (2.17)$$

где $\tilde{y}_{TFu}$ – массовая доля топлива в контрольном объёме перед началом сгорания, определяемая через уравнение:

$$\frac{\partial \overline{\rho}\tilde{Y}_{Tx}}{\partial t}+\frac{\partial \overline{\rho}\widetilde{u}_i\tilde{Y}_{Tx}}{\partial x_i}=\frac{\partial}{\partial x_i}\left(\left(\frac{\mu}{Sc}+\frac{\mu_t}{Sc_t}\right)\frac{\partial \tilde{Y}_{Tx}}{\partial x_i}\right)+\bar{\rho}\tilde{\dot{S}}_{x}. \quad (2.18)$$

В модели сгорания существует несколько констант: mixing model parameter (MMP); autoignition model parameter (AMP); chemical reaction time и extinction temperature для более точной настройки сходимости расчетных и экспериментальных данных. MMP – отвечает за перенос топлива из зоны топлива в зону смешивания, AMP отвечает за задержку самовоспламенения, чем больше значение константы, тем меньше задержка самовоспламенения и наоборот. Chemical reaction time – влияет на количество топлива во время предварительно смешанного сгорания и задержки самовоспламенения. Extinction temperature

температура, ниже которой топливо меняет статус со сгоревшего на несгоревшее (для расчета), значение данного параметра для многостадийного впрыскивания рекомендуется выбирать в диапазоне 1500…1800 К, для расчетов было выбрано значение 1800 К. Для рассмотренных режимов работы дизеля (режима нагрузки 25% и 100% при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$) значения констант получились следующими: ММР = 1,1 для пилотной и основной порций АМР = 1,1 для пилотной и 0,7 для основной порции.

2.4 Модели дробления факела топлива

2.4.1 Дробление факела топлива

Распад струи жидкого топлива, вытекающего из распылителя форсунки в цилиндр сложный физический процесс [132]. Струя жидкого топлива, вытекающая из соплового отверстия круглого сечения, имеет не цилиндрическую форму вследствие ряда возмущающих факторов внутреннего и внешнего характера. Внутренними возмущающими факторами можно считать геометрические параметры канала (шероховатость, кромки, повороты, эллиптичность и пр.), а внешними — возмущения, возникающие со стороны среды (воздушного потока), в которую впрыскивается жидкое топливо (пульсации давления и турбулентность среды). Силы аэродинамического сопротивления сжатого воздуха затормаживают движение струи, способствуют ее распаду (чем выше скорость движения и плотность воздуха, тем интенсивнее распад струи). Оба типа возмущающих факторов обусловливают деформацию поверхности струи, ее неустойчивое движение, способствуют турбулизации и ускоряют распад струи.

Распаду струи жидкого топлива препятствуют силы поверхностного натяжения, а также силы вязкого трения, последние вызывают диссипацию энергии и препятствуют развитию деформации струи. Действие этих сил, с одной стороны, и возмущающих факторов, с другой – приводят к пульсациям. Деформация поверхности струи топлива носит колебательный характер, зависящий прежде всего от скорости ее истечения. *Гипотеза Рэлея* справедлива для малых скоростей

истечения. При больших скоростях распад струи можно объяснить, основываясь на гипотезе, предложенной *Ландау,* который рассматривал неподвижную струю жидкости с обтекающим с высокой скоростью внешним потоком газа. Согласно этой гипотезе, поверхность струи деформируется благодаря возмущениям и на ней появляются выпуклые и вогнутые участки.

Повышение скорости истечения струи из канала приводит к процессу, называемому распыливанием [133], который почти всегда присутствует в ДВС, так как скорость истечения из форсунок высока и может быть, как меньше, так и больше скорости распространения звука в среде, в которую происходит процесс впрыскивания. При таких условиях истечения, струя жидкого топлива распадается неравномерно, и механизм распада на основе гипотезы Ландау, базирующийся на динамическом влиянии воздуха, становится необоснованным. Кроме механического воздействия со стороны воздуха на процесс распыливания, присутствует влияние внутреннего испарения жидкого топлива, так как вследствие большой скорости движения струи статическое давление понижается, что способствует интенсификации испарения и приводит к тому, что наличие сплошного жидкого участка струи за срезом сопла практически не наблюдается. Для описания данного процесса принимается гипотеза, в силу которой распад струи жидкого топлива начинается еще до истечения из форсунки, однако исследователи расходятся во мнении при объяснении причин распада. Согласно одной теории [134] распад струи происходит исключительно в результате ее кавитационного разрушения внутри соплового отверстия. Согласно другой теории [135] основной причиной распада струи являются неизотропные турбулентные пульсации жидкого топлива, приводящие к нарастанию поперечных колебаний жидкости в центральной части канала распылителя. Это утверждение подкреплено результатами сверхскоростной микрофотографии течения жидкого топлива в канале прозрачного распылителя натуральных размеров.

Исследователи [133] принимают за границу перехода от волнообразного распада к распыливанию такую скорость истечения, при которой наблюдается видимый конусообразный факел на конце струи. Проводить аналогии с переходом

ламинарного движения в турбулентное в однофазных потоках, оцениваемое числом Рейнольдса Re, неуместно, так как процесс распада струи, существенно зависит от поверхностного натяжения в жидкости, не предусмотренного числом Re. Поэтому в таких случаях часто используют безразмерное число, называемое числом Онезорге [136]:

$$Oh \stackrel{\text{def}}{=} \frac{\mu}{\sqrt{\rho\sigma d_c}}, \tag{2.19}$$

где μ — динамическая вязкость топлива;

d_c – диаметр соплового отверстия;

σ – поверхностное натяжение топлива (жидкости);

ρ – плотность топлива (жидкости).

Можно убедиться, что $Oh = We^{0,5}/Re$. Значения динамической вязкости для различных жидкостей меняется в более широких пределах по сравнению с плотностью и поверхностным натяжением. При этом, чем больше динамическая вязкость, тем заметнее затухание распада струи, что приводит к появлению крупных капель. Поэтому, при прочих равных условиях, капли дизельного биотоплива топлива будут крупнее, чем нефтяного дизельного топлива так как среднее значение динамической вязкости дизельного биотоплива составляет 3,8 сСт, нефтяного дизельного топлива – 2,72 сСт.

Распад струи топлива на капли является важнейшим процессом, предшествующим процессам испарения и диффузии, которые и составляют процесс смесеобразования в целом. Процесс испарения огромного количества капель (~10^6...10^8 капель на 1 $см^3$ распыленного топлива) происходит на молекулярном уровне. Процесс перемешивания паров топлива с воздухом осуществляется путем молекулярной и турбулентной диффузии. Тот факт, что капля топлива диаметром 9 мкм содержит примерно 7,25*10^{12} молекул, указывает на то, что распад струи на капли действительно является важнейшим подготовительным физическим процессом перед молекулярным процессом испарения, определяющим скорость и качество процессов смесеобразования и сгорания.

Большинство описанных выше теорий и существующих на их основе моделей являются эмпирическими и основаны на результатах экспериментов и накопленных статистических данных.

2.4.2 Вторичное дробление и оптимальные размеры капель

При движении капли в воздушной среде плотностью $\rho_в$, когда начальная скорость движения капли равна u_0, основной силой, стремящейся разорвать каплю, является сила аэродинамического сопротивления среды $P_{conp}=c_f F_{0k}\rho_B u_0^2/2$, (где c_f - *к*оэффициент лобового сопротивления, F_{0k} – площадь наибольшего поперечного сечения частицы/капли), а сила, стремящаяся сохранить форму капли – сила поверхностного натяжения $F_\sigma = \pi a_к \sigma$, где $a_к$ – диаметр капли топлива. Если сила P_{conp} превышает силу F_σ, то воздух проникает внутрь капли и разрывает ее на отдельные капельки. Исходя из условия равенства $P_{conp} = F_\sigma$, получаем число Вебера, при критическом (минимальном) значении которого происходит вторичное дробление капель.

$$We \stackrel{\text{def}}{=} \frac{\rho_B u_0^2 a_k}{\sigma} = \frac{8}{c_f}, \qquad (2.20)$$

Коэффициент лобового сопротивления для широкого диапазона значений дозвуковой скорости и реальных размеров сферической капли $c_f \sim 0{,}4$, т.е. находится за пределами стоксового режима течения. Условие (2.20) позволяет определить минимальный диаметр капли при вторичном дроблении. В зависимости от значений числа Вебера различаются и механизмы вторичного дробления капель, перемещающихся в потоке воздуха. При значении We < 12, капля распадается на две части под действием поверхностных колебаний. При значении We <100 капля сначала деформируется, а затем от нее отрываются части, которые очень быстро принимают сферическую форму. При значении We > 100 происходит так называемый катастрофический распад, капля как будто взрывается и образуются многочисленные капли различных размеров [137]. Процесс образования капель на небольшом расстоянии от среза соплового отверстия распылителя форсунки стабилизируется и получается определенный спектр размеров капель. В результате

распада струя топлива трансформируется в топливный факел с распределением капель по размерам. Топливный факел следует рассматривать не только как скопление или совокупность капель, а как статистический ансамбль капель различных размеров.

Получение статистического закона (функции) распределения требует проведения большого объема испытаний по определению количество капель и их размеров. Как показали многочисленные эксперименты, распределение капель по размерам наиболее удачно описывается функцией распределения Розина – Рамлера [138].

2.4.3 Модели дробления факела топлива

1. **Chu break-up** [139] основана на законе Релея-Тейлора, введена экспоненциальная корректировочная функция для приблизительного расчета диаметра капель топлива.

2. **Reitz and Diwakar** [140,141], критическим числом Вебера является число 6, выше которого капли топлива имеют тенденцию к дроблению на более мелкие капли:

$$\frac{dr}{dt} = \frac{-(r - r_{stable})}{t_{1,2}}, \tag{2.21}$$

где r – радиус исходной капли;

r_{stable} – радиус дочерней капли;

$t_{1,2}$ – время дробления для «bag break-up» и «stripping break-up» соответственно.

3. **TAB** учитывает, как описано выше, влияние силы аэродинамического сопротивления среды с одной стороны и силу поверхностного натяжения с другой [142].

$$\ddot{y} = \frac{C_F}{C_b}\frac{\rho_g}{\rho_1}\frac{u^2}{r^2} - \frac{C_k \sigma}{\rho_1 r^3} y - \frac{C_d \mu_1}{\rho_1 r^2}\dot{y}, \tag{2.22}$$

где y – безразмерное смещение экватора капли топлива от положения равновесия;

ρ_g и ρ_l плотность газа и жидкости соответственно;

u – скорость капли топлива относительно газа;

r – радиус капли;

σ – силы поверхностного натяжения;

μ_l – динамическая вязкость топлива;

C_F, C_k, Cd и C_b – безразмерные константы определенные по экспериментальным данным.

4. **FIPA** Авторами [143] данной модели принято допущение о раздельности процессов первичного и вторичного дробления капель топлива. На первичное дробление оказывают влияние те же волновые процессы, что описаны далее в модели WAVE, а для вторичного дробления используются экспериментально определенные зависимости от числа Вебера [144].

5. **Huh-Gosman Model** использует допущение о том, что решающим фактором, влияющим на механизм дробления топливного факела, является турбулентное течение в распылителе форсунки [145,146].

6. **KH-RT Model.** В данной модели дробление факела топлива осуществляется за счет волновых эффектов Кельвина-Гельмгольца и возмущений на поверхности жидкости Релея-Тейлора [147,148]. Механизм Кельвина-Гельмгольца основан на действии высоких относительных скоростей капли топлива с одной стороны и высокой плотности среды, в которую впрыскивается топливо – с другой. Механизм Релея-Тейлора основан на интенсивности замедления капель топлива в среде воздуха и возрастании волн на поверхности капель.

7. **WAVE Standard** модель распада струи за счёт волновых эффектов [149]. Рост начальных возмущений на поверхности жидкости связан с длиной волны и другими параметрами топлива и воздуха [129]. Существует два режима распада: первый для высоких скоростей, второй – Рэлеевский распад для низких скоростей. Для распада струй топлива применим первый режим, в котором распад струи определяется длиной наиболее быстро растущей или наиболее вероятной волны.

Скорость уменьшения радиуса исходной капли:

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{(r-r_{\text{stable}})}{\tau_{\text{a}}}, \quad (2.23)$$

где τ_{a} – время распада:

$$\tau_{\text{a}} = \frac{3.276 \cdot C_2 \cdot \text{r}}{\Lambda \cdot \Omega}, \quad (2.24)$$

где C_2 – константа, зависящая от распылителя;

r_{stable} – радиус производной капли, пропорциональный длине Λ наиболее быстро растущей волны:

$$r_{\text{stable}} = C_1 \Lambda, \quad (2.25)$$

где C_1 – константа, как правило принимаемая равной 0,61 [129].

Длина волны Λ и скорость её роста Ω зависят от локальных параметров потока:

$$\Lambda = 9.02 \cdot r \frac{(1+0.45 \cdot Oh^{0.5})(1+0.4 \cdot T^{0.7})}{(1+0.87 \cdot We_g^{1.67})^{0.6}}, \quad (2.26)$$

$$\Omega = \left(\frac{\rho_d r^3}{\sigma}\right)^{-0.5} \frac{0.34+0.38 \cdot We_g^{1.5}}{(1+Oh)(1+1.4 \cdot T^{0.6})}, \quad (2.27)$$

Таким образом, используя зависимости (2.21) и (2.23) можно определить размер капель топлива в данный момент времени.

8. **WAVE Child Break-up** в стандартной модели «Wave» исходные капли топлива, впрыскиваемого в камеру сгорания имеют начальный диаметр равный диаметру отверстия распылителя форсунки, который используется как начальное значение для расчетов. Вблизи распылителя форсунки испарение капель топлива практически не происходит из-за их сравнительно большого размера, в связи с чем, принимается условное деление капель топлива вблизи распылителя на 90% капель с диаметром равным диаметру отверстия распылителя, и 10% - маленьких капель – как результат процесса дробления топливного факела (рисунок 2.3). Однако, результаты расчета по стандартному механизму образования «дочерних» капель топлива являются весьма приближенными, поскольку все дочерние капли топлива имеют одинаковый стабильный локальный диаметр.

Для учета распределения размеров капель от минимального стабильного значения до значения, равного диаметру отверстия распылителя применяются корректировочные функции, отображенные в таблице 2.2. Всего доступно 6 вариантов распределения значений диаметра «дочерних» капель топлива, данная настройка осуществляется за счет константы C_6.

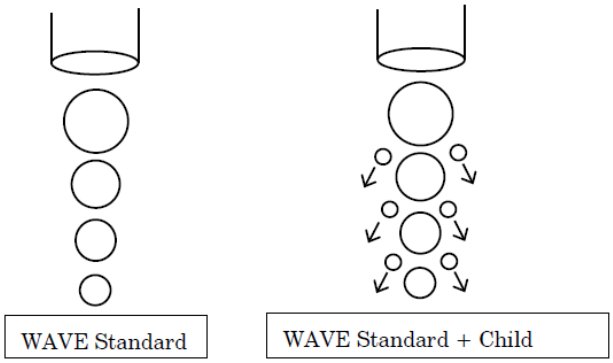


Рисунок 2.3 – Модели дробления факела топлива

Таблица 2.2 – Варианты распределения «дочерних» капель

C_6	Тип	K	Суммирующая функция
-1	equal	-	Линейный
0	no distribution / delta function	-	Heaviside function
1	triangular	-	Кусочно-параболическая
2	Chi-square	2	$F(z) = 1 - e^{-z}$
4	Chi-square	4	$F(z) = 1 - e^{-z}(1 + z)$
6	Chi-square	6	$F(z) = 1 - e^{-z}(1 + z + z^2 / 2)$
8	Chi-square	8	$F(z) = 1 - e{-z}(1 + z + z^2/ 2 + z^3 / 6)$

Представленные выше модели дробления топливного факела являются полуэмпирическими, для моделирования процесса непосредственного впрыскивания топлива в КС дизеля наиболее подходящими среди описанных являются модели Wave и TAB. Предпочтение отдано модели Wave на основе анализа материалов аналогичных исследований с применением компьютерных моделей рабочего процесса, проведенного в первой главе.

2.4.4 Дробление факела топлива в компьютерной модели

На индикаторной диаграмме различия от применения различных законов распределения дочерних капель, описанных в таблице 2.3 отследить весьма сложно, более чувствительной величиной оказалась скорость тепловыделения, график которой изображен на рисунке 2.4. Изменение закона распределения дочерних капель не оказывает существенного влияния на процесс сгорания основной порции топлива, однако за счет кусочно-параболической функции учета распределения значений диаметра дочерних капель появляется возможность немного повысить скорость тепловыделения пилотной порции и приблизить ее значение к экспериментальным данным.

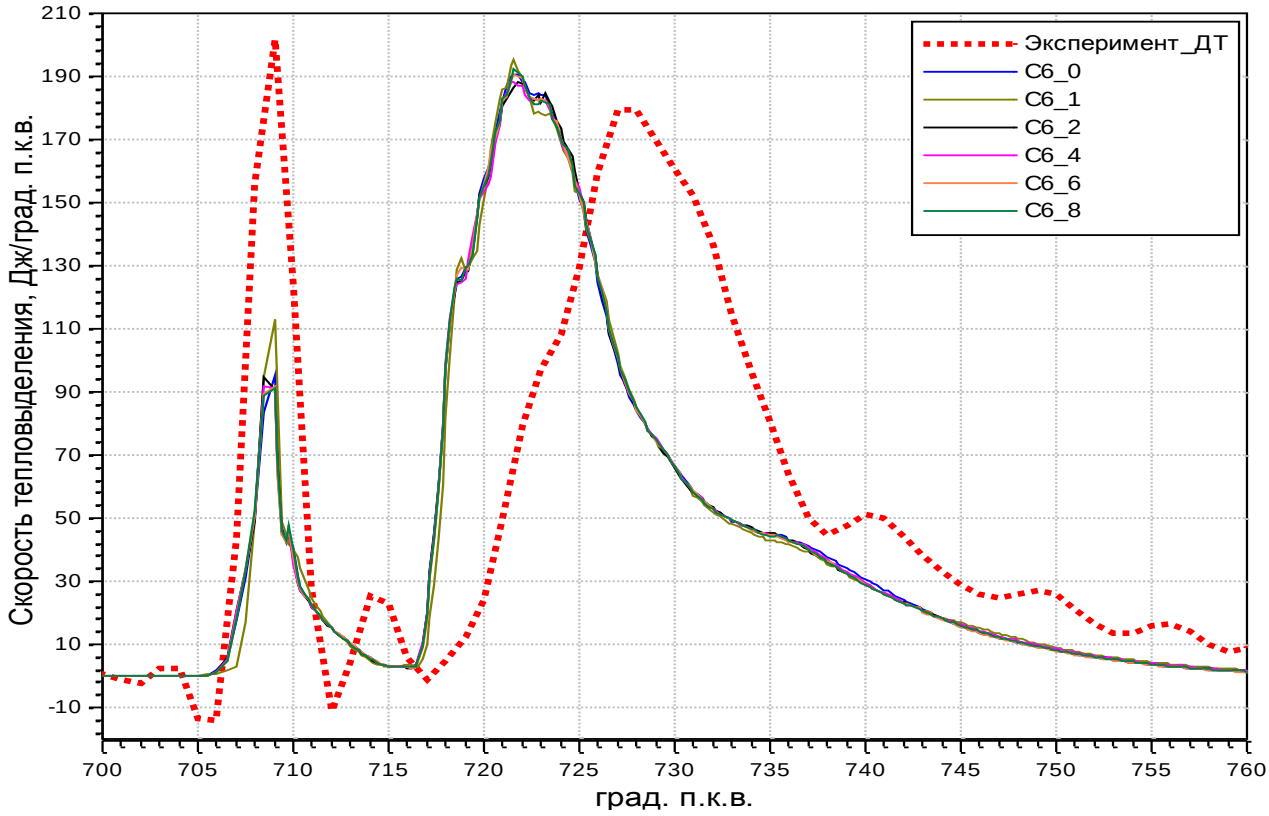


Рисунок 2.4 – Изменение диаграмм скорости тепловыделения в зависимости от закона распределения дочерних капель при дроблении факела топлива

Основной константой, влияющей на процесс дробления топливного факела, а, следовательно, и на результат расчета процесса сгорания является константа C_2. Данная константа используется для настройки процесса дробления топливного

факела, моделирует интенсивность дробления в зависимости от конструкции распылителя форсунки. Меньшее значение снижает время дробления факела, и обычно снижает дальнобойность факела. Влияние данной константы на рабочий процесс отображено на рисунках 2.5 и 2.6.

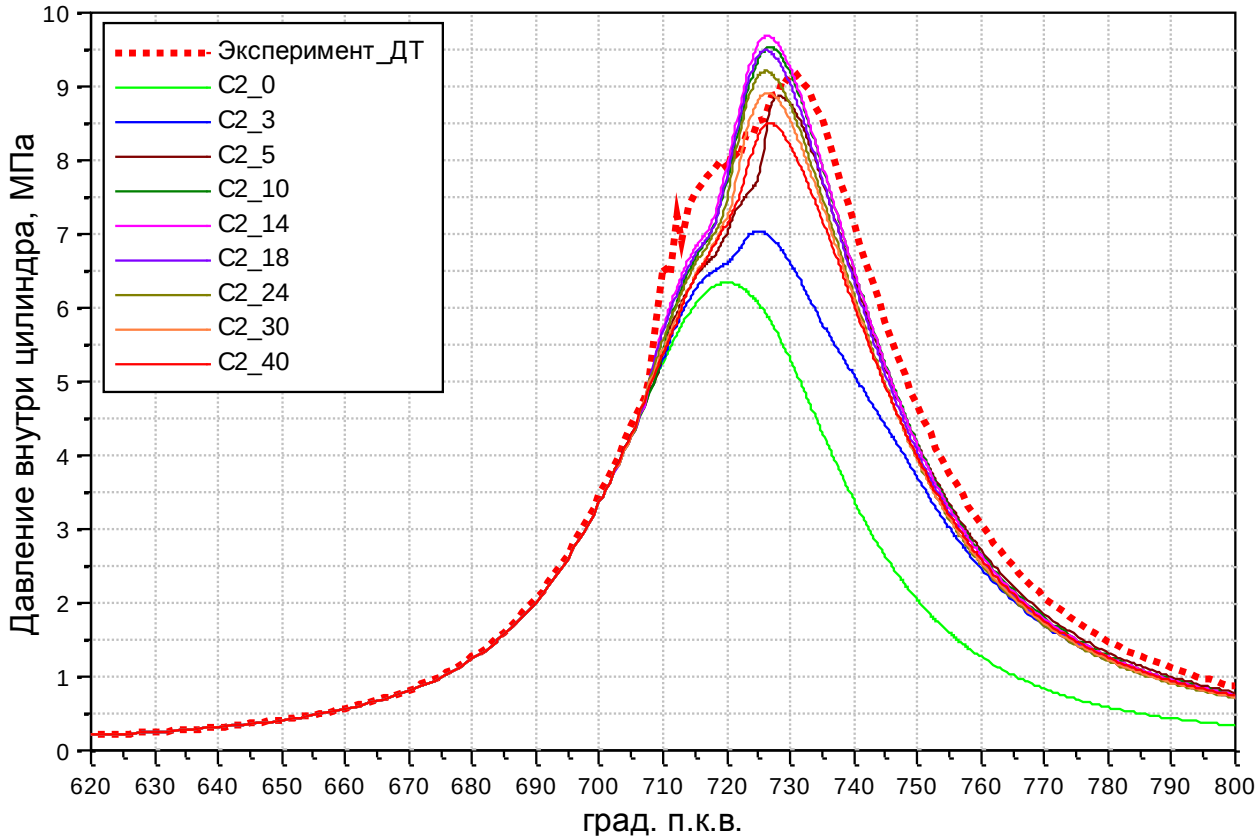


Рисунок 2.5 – Изменение индикаторной диаграммы в зависимости от константы C_2

Из представленных на рисунке 2.5 индикаторных диаграмм, видно, что константа C_2 оказывает существенное влияние на процесс дробления топливного факела и процесс сгорания (изменение характера индикаторной диаграммы происходят в широком диапазоне значений), однако добиться удовлетворительной сходимости расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм только лишь за счет этой константы невозможно. Также необходимо отметить, что данный конкретный график отображает закономерности влияния константы C_2 на рабочий процесс дизеля и не является завершающим процессом верификации модели. На

рисунке 2.6 можно видеть влияние константы C_2 на изменение скорости тепловыделения.

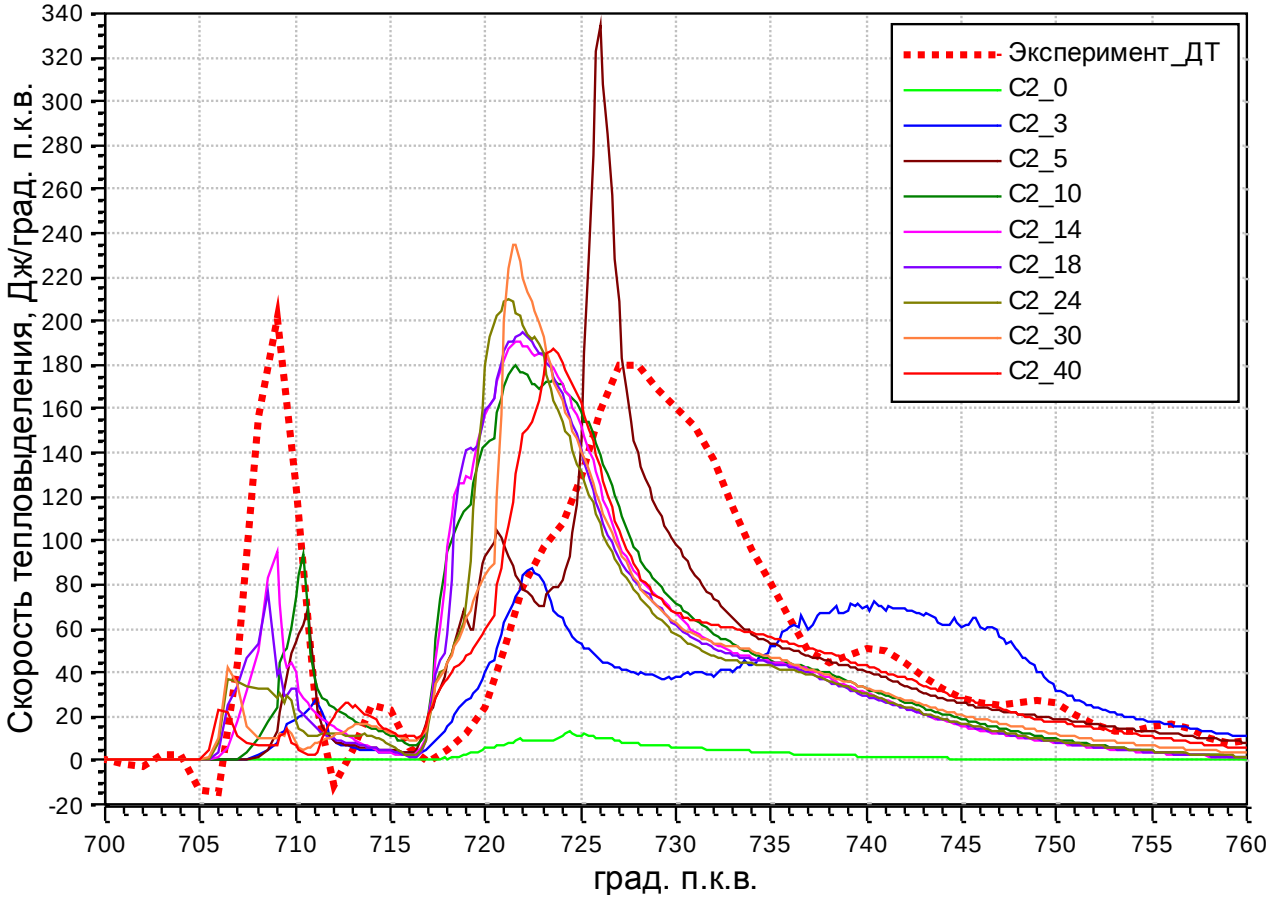


Рисунок 2.6 – Изменение диаграммы скорости тепловыделения в зависимости от константы C_2

Константа C_4 контролирует количество ансамблей капель топлива и не влияет на их массу, чем меньше значение константы - тем большее количество ансамблей. Константа C_5 дает возможность управлять распределением массы ансамблей капель топлива между «дочерними» и исходными ансамблями. Константы C_4 и C_5 оказывают несущественное влияние на результаты расчета, и за недостатком информации о характеристике впрыскивания форсунки не ясна качественная составляющая результата расчета, таким образом значения данных констант оставлены по умолчанию.

2.5 Моделирование процесса нагрева и испарения топлива

2.5.1 Описание процесса нагрева и испарения капель в ДВС

Процесс испарения капель топлива в поршневых двигателях имеет специфические особенности:

1. Высокая плотность тепловых потоков;
2. Быстрое испарение капель топлива ввиду их малого размера;
3. Быстрое испарение топливной пленки с горячей поверхности.

Эти особенности приводят к тому, что испарение всех фракций нефтяного топлива происходит практически одновременно. В связи с этим в теории поршневых двигателей обычно рассматривают не теплоту парообразования отдельных фракций топлива, а их средневзвешенные значения. При моделировании рабочего процесса необходимо знать зависимость теплоты парообразования топлива от температуры. Для большинства жидкостей, в том числе для жидких моторных топлив и масел, можно использовать полиномиальную формулу [150]:

$$\bar{r} \stackrel{\text{def}}{=} \frac{r}{r^*} = 0{,}601170^{0{,}333} + 3{,}459130^{0{,}7897} + 4{,}626710^{1{,}208} - 6{,}896140 - \\ -1{,}106430^2 + 0{,}315220^3, \qquad (2.28)$$

где $\bar{r}$ – относительная теплота парообразования;

r^*– теплота парообразования в тройной точке;

$\Theta = \frac{T_k - T_s}{T_k - T^*}$ – безразмерная температура;

T^* – температура в тройной точке;

T_s – температура насыщения;

T_k – критическая температура.

Капли жидкого топлива, находящиеся на переднем фронте факела, перемещаются в объеме цилиндра двигателя, заполненном воздухом, а последующие – в объеме, заполненном паровоздушной смесью. Процесс перемещения капли в паровоздушной смеси можно условно подразделить на четыре стадии:

1. *Конденсация паровоздушной смеси* в процессе взаимодействия с каплей происходит за счет разности температур: начальная температура капли в большинстве случаев ниже температуры паровоздушной смеси. Кроме конденсации на повышение температуры капли топлива оказывает влияние конвективный подвод теплоты от паровоздушной смеси, а также излучение, при протекании процесса сгорания вместе с процессом испарения. При прочих равных условиях, повышение средней температуры мелких капель происходит быстрее, чем крупных, что объясняется более высокой скоростью релаксации температуры мелких капель, несмотря на их более быстрое торможение за счет малой инерции, что уменьшает время нахождения этих капель под влиянием интенсивной конвекции.

2. *Испарение капли в процессе перемещения* начинается, когда температура поверхности капли за счет подогрева достигает значения температуры T_s, при котором давление насыщения пара вблизи поверхности капли становится больше парциального давления пара в паровоздушной смеси. Градиент давления порождает соответствующий поток пара, направленный от капли. При этом часть теплового потока, подводимого к капле, идет на продолжение процесса релаксации температуры внутри капли, а другая часть – на процесс испарения. Существенную роль играет конвекция и излучение при образовании локальных очагов горения особенно после появления взвешенных микрочастиц сажи — основных генераторов излучения в поршневых двигателях [151].

3. *Взаимодействие капли с нагретой поверхностью стенки КС* зависит от размера капли, ее скорости, температуры поверхности и др. После взаимодействия, капля топлива испаряется либо полностью, либо частично и отражается от нее.

4. *Перемещение капли после взаимодействия с поверхностью стенки КС.* Если температура стенки КС выше температуры насыщения, то можно наблюдать процесс испарения, при котором капля принимает форму сфероида (эллипсоида вращения), отделенного от нагретой поверхности слоем пара (явление Лейденфроста). Если капля испаряется не полностью, а отражается от поверхности

стенки КС, то она попадает обратно в объем КС, где возможна коагуляция капель, отраженных от поверхности стенки и движущихся к стенке КС.

Наиболее высокая концентрация паров топлива C_s, соответствующая давлению насыщения, наблюдается на поверхности испарения капли топлива, а по мере удаления от нее уменьшается. В основном это происходит в тепловом пограничном слое сравнительно небольшой толщины, называемом диффузионным, за пределами которого концентрация паров топлива принимает значение C_∞ и далее практически мало меняется. Отметим, что процесс диффузии в пограничном слое обусловлен разностью концентраций паров топлива и наличием градиента температуры, приводящего к термодиффузии и дополнительным молярным перемещениям паров топлива и воздуха в этом слое. При этом пары топлива, молярная масса которых больше, чем у воздуха, диффундируют в направлении теплового потока, а воздух диффундирует в сторону, противоположную тепловому потоку.

Испарение относительно холодного топлива в дизелях с объемным смесеобразованием происходит в среде нагретого воздуха, когда температура на поверхности жидкости меньше, чем температура воздуха, и тепловой поток направлен от воздуха к испаряющемуся топливу.

2.5.2 Доступные модели нагрева и испарения капель топлива

1. Модель, учитывающая тепло и массообмен **Heat and Mass Transfer Analogy** основана на модели Дуковича [152,153].
2. **Модель Сполдинга** (Spalding, kiva II model) представляет из себя усовершенствованную модель Дуковича.
3. **Модель Абрамсона и Сиригано** (Abramzon and Sirignano) [154].
4. **Многокомпонентная модель испарения** (Multi-component Evaporation Model) [155…158].
5. **Многокомпонентная усовершенствованная модель испарения** (Continuous-multi-component).
6. **Модель нагрева и испарения капель Фролова.**

Переходный процесс нагрева и испарения капель топлива сложно описать математически. Большинство вышеописанных моделей основаны на законе Ньютона, который больше подходит для описания стационарного процесса нагрева и испарения капель, поэтому для применения этих моделей при описании переходного процесса необходимо вносить коррекционные функции и коэффициенты.

Среди описанных моделей наиболее подходящей для оптимизационного исследования параметров топливоподачи является модель нагрева и испарения капель топлива Фролова, так как учитывает переходные процессы теплопередачи между газом и каплей топлива, учитывает неравномерность распределения температуры внутри капли топлива, деформацию капли топлива, а также теплообмен внутри капли топлива.

В простых моделях уравнение энергетического баланса можно записать в виде:

$$m_d c_l \frac{dT_d}{dt} = \dot{Q} + \frac{dm_d}{dt}, \tag{2.29}$$

$$m_d = (4/3)\pi r_d^3 \rho_l, \tag{2.30}$$

где m_d – масса капли;

c_l – удельная теплоемкость жидкости;

ρ_l – плотность жидкости.

Величина теплового потока обычно определяется законом Ньютона:

$$Q = A_d q = A_d \alpha\left(T_g - T_d\right), \tag{2.31}$$

где $q = \alpha\left(T_g - T_d\right)$ – тепловой поток через единицу площади поверхности капли топлива;

$A_d = 4\pi r_d^2$ – площадь поверхности капли топлив;

α – коэффициент теплопередачи;

T_d – средняя температура капли топлива;

T_g – температура газа в наиболее удаленной от капли топлива точке.

При нулевой скорости потока газа (Re=0) Nu ≈ 2, в таком случае коэффициент теплопередачи можно довольно просто описать:

$$\alpha = \frac{\alpha_g}{r_d}, \tag{2.32}$$

где α_g – коэффициент теплопередачи в среде газа.

2.5.3 Модель испарения

Уравнение испарения капли топлива:

$$\frac{dm_d}{dt} = -\pi d^2 j, \tag{2.33}$$

где d – диаметр капли;

j – скорость испарения капли топлива.

Уравнение коэффициента теплопередачи:

$$\alpha = \frac{Nu}{d}\lambda_{eff}\frac{\ln(1+B)}{B}, \tag{2.34}$$

где $\frac{ln(1+B)}{B}$ – функция теплопередачи Сполдинга;

B – тепловое число Сполдинга для нестационарного режима нагрева.

Уравнение скорости испарения капли топлива:

$$j = 2\frac{\rho_g D}{d}\ln(1+B), \tag{2.35}$$

Уравнение массопереноса:

$$B = \frac{Y_{\upsilon s} - Y_{\upsilon\infty}}{1 - Y_{\upsilon s}}, \tag{2.36}$$

где Y_υ – массовая доля пара топлива;

s – индекс означает поверхность капли;

∞ – индекс означает максимально возможную удаленность от капли топлива;

Уравнение числа Нуссельта [128,129]:

$$Nu = 2 + 0{,}6Re^{1/2}Pr^{1/3}j, \tag{2.37}$$

где Re – число Рейнольдса и Pr – число Прандтля.

Уравнение (2.36) эффективной теплопроводности λ_{eff}:

$$\lambda_{eff} = \lambda_g(1 + \varphi), \tag{2.38}$$

Уравнение функции φ нагрева капли топлива:

$$\varphi = \beta r_d \sqrt{\frac{\rho_g c_{pg}}{\pi \lambda_g t}}, \tag{2.39}$$

где β коэффициент коррекции, значение по умолчанию которого равно 1;

r_d – радиус капли топлива.

Плотность и удельная теплоемкость жидкости представлены как функции от температуры:

$$\rho_1 = \rho_1(T_d);\ c_1 = c_1(T_d), \tag{2.40}$$

Теплопроводность, теплоемкость и коэффициент молекулярной диффузии взяты при в непосредственной близости к поверхности капли и среднем значении температуры капли:

$$\lambda_g = \lambda_g(T_d, p);\ c_{pg} = c_{pg}(T_d); D = D(T_d, p), \tag{2.41}$$

Уравнение плотности газа (уравнение состояния идеального газа):

$$\rho_g = \frac{p\overline{W}}{RT_g}, \tag{2.42}$$

где p – давление;

$\overline{W}$ – средняя молекулярная масса газовой смеси;

R – универсальная газовая постоянная.

Уравнение средней молекулярной массы:

$$\overline{W} = \frac{1}{\sum_{j=1}^{N} Y_i / W_i}, \tag{2.43}$$

Начальные условия для уравнения $T_d(0) = T_{d0}$:

$$m_d c_l \frac{dT_d}{dt} = \dot{Q} + \frac{dm_d}{dt}, \tag{2.44}$$

Начальные условия для уравнения $m_d(0) = m_{d0}$:

$$\frac{dm_d}{dt} = -\pi d^2 j, \tag{2.45}$$

где m_{d0} – начальная масса капли $m_{d0} = (4/3)\pi r_{d0}^3 \rho_l$.

Модель учитывает переходный процесс теплопередачи между газом и каплей топлива с помощью функции $\phi(t)$ (2.39), зависящей от времени. В данной модели есть возможность задавать коэффициент β, позволяющий настраивать модель более точно.

2.5.4 Детальная модель испарения капли топлива

Модель испарения капли топлива Фролова решает сопряженную задачу теплообмена и массопереноса сферической капли топлива с окружающим газом (принудительная и естественная конвекция не учитывается). Уравнение эволюции массы капли имеет вид:

$$\frac{m_d}{dt} = 4\pi r_d^2 \rho_{ls} u_s, \tag{2.46}$$

где ρ_{ls} – плотность жидкости на поверхности капли и $u_s = u_{s(t)}$.

Составляющая скорости испарения топлива с поверхности капли, кроме этого, существует составляющая скорости испарения капли топлива за счет расширения жидкости. Начальные условия для уравнения (2.46) принимают вид $m_d(0) = m_{d0}$.

Уравнение теплопроводности капли топлива ($0 < r < r_d$):

$$c_l \rho_l \frac{\partial T_l}{\partial t} = \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial t}\left(\lambda_l r^2 \frac{\partial T_l}{\partial r}\right), \tag{2.47}$$

где r_d – радиус капли топлива;

r – радиальная координата;

t_l – температура жидкости в зависимости от значения радиальной координаты и времени;

T_l – температура жидкости в зависимости от значения радиальной координаты и времени;

$c_l(T_l)$ – удельная теплоемкость жидкости;

$\rho_l(T_l)$ – плотность жидкости;

$\lambda_l(T_l)$ – теплопроводность жидкости.

Начальные условия для уравнения (2.47) $T_l(0,r) = T_{l0}$.

Граничные условия для уравнения (2.47) на поверхности капли ($r = r_d$) следующие:

$$T_1 = T_g. \tag{2.48}$$

Уравнение для массовой доли пара на поверхности капли топлива ($r = r_d$) следующие:

$$Y_v = \frac{p_v}{p}\frac{W_v}{\bar{W}}, \tag{2.49}$$

где p_v – давление пара на поверхности капли топлива;

W_v – молекулярная масса пара.

Уравнение непрерывности для газовой фазы ($r_d < r < 1$) получает вид:

$$\frac{\partial \rho_g}{\partial t} + \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2 \rho_g u_g\right) = 0, \tag{2.50}$$

где u_g – скорость газа.

Начальные условия для уравнения (2.48) принимают вид:

$$\rho_g(0,r) = \rho_{g0}, \tag{2.51}$$

где ρ_{g0} – берется равномерно распределенной в газовой фазе.

Граничные условия уравнения (2.48) на поверхности капли ($r = r_d$):

$$-\rho_l u_s = \rho_g \left(u_g - \frac{\partial r_d}{\partial t}\right), \tag{2.52}$$

где dr_d/dt – производная представляет из себя мгновенную скорость расширения и испарения на поверхности капли.

Уравнение неразрывности частиц в газовой фазе ($r_d < r < 1$) принимает вид:

$$\rho_g \frac{\partial Y_i}{\partial t} = \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2 \rho_g Y_i V_i\right) - \rho_g u_g \frac{\partial Y_g}{\partial r}, \tag{2.53}$$

где Y_i – массовая доля i-го компонента в газовой фазе;

V_i – скорость диффузии i-го компонента;

Y_g – массовая доля газа.

Уравнение для скоростей диффузии компонентов в газовой фазе (r_d <r):

$$\frac{\partial X_i}{\partial t} = \sum_{j=1}^{N} \left(\frac{X_i X_j}{D_{ij}}\right)\left(V_j - V_i\right), \tag{2.54}$$

где $X_i = Y_i \bar{W}/W_i$ – мольная доля i-го компонента;

D_{ij} – бинарный коэффициент диффузии компонентов i и j в многокомпонентной газовой смеси.

Начальные условия для уравнения (2.53) $Y_i(0, r) = Y_{i0}$, $i = 1, 2, \ldots, N$, Y_{i0} взята/принята равномерно распределенной в газовой среде.

Граничные условия для уравнения (2.53) на поверхности капли топлива ($r = r_d$):

$$-\rho_l u_s \beta_i = \rho_g \left(u_g - Y_i \frac{\partial r_d}{\partial t}\right) + \rho_g Y_i V_i, \tag{2.55}$$

где $\beta_i = 1$ при $i = v$ и $\beta_i = 0$ при $i \neq v$.

Граничные условия для уравнения (2.53) при $r \to \infty$:

$$\frac{\partial \bar{W} Y_i}{\partial r} = 0, i = 1, 2, \ldots, N. \tag{2.56}$$

Уравнение сохранения энергии для газовой фазы (r_d <r <∞) имеет вид:

$$c_{pg}\rho_g \frac{\partial T_g}{\partial t} = \frac{1}{r^2}\frac{\partial}{\partial r}\left(r^2 \lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial r}\right) - c_{pg}\rho_g u_g \frac{\partial T_g}{\partial t}, \tag{2.57}$$

где $c_{pg} = c_{pg}(T_g)4$ – удельная теплоемкость газа;

$\rho_g = \rho_g(p, T_g)$ – удельная плотность газа;

$\lambda_g(p, T_g)$ – удельная теплопроводность газа.

Граничные условия для уравнения (2.55) на поверхности капли топлива ($r = r_d$), схоже с уравнением (2.46) имеет вид $T_g = T_l$.

Граничные условия для уравнения (2.55) при $r \to \infty$:

$$\frac{\partial T_g}{\partial r} = 0. \tag{2.58}$$

Граничные условия для уравнений (2.47) и (2.57) на поверхности капли топлива ($r = r_d$).

Определение собственных значений T_{ds}:

$$\lambda_l \frac{\partial T_l}{\partial r} - \frac{\rho_{ls} u_s L_s}{W_v} = \lambda_g \frac{\partial T_g}{\partial r}. \quad (2.59)$$

Уравнение состояния идеального газа (2.42) для газовой фазы используется вместе с условием постоянного давления $p = p_0$, где p_0 постоянная величина на протяжении всего процесса испарения.

2.5.5 Нагрев и испарение капель топлива в компьютерной модели

Изменение констант модели Фролова не оказывают значимого влияния на изменение индикаторной диаграммы или на изменение диаграммы скорости тепловыделения, поэтому значения дополнительных констант, отвечающих за переменный процесс нагрева, деформацию формы капель, неравномерность распределения температуры внутри капли топлива и внутренний конвективный теплообмен оставлены равными базовым значениям.

На рисунках 2.7 и 2.8 хорошо видно, что процесс испарения пилотной порции при помощи модели Дуковича описывается неудовлетворительно. На индикаторной диаграмме и диаграмме скорости тепловыделения видно, что участок, соответствующий сгоранию и тепловыделению пилотной порции, не достигает по величине экспериментальных значений.

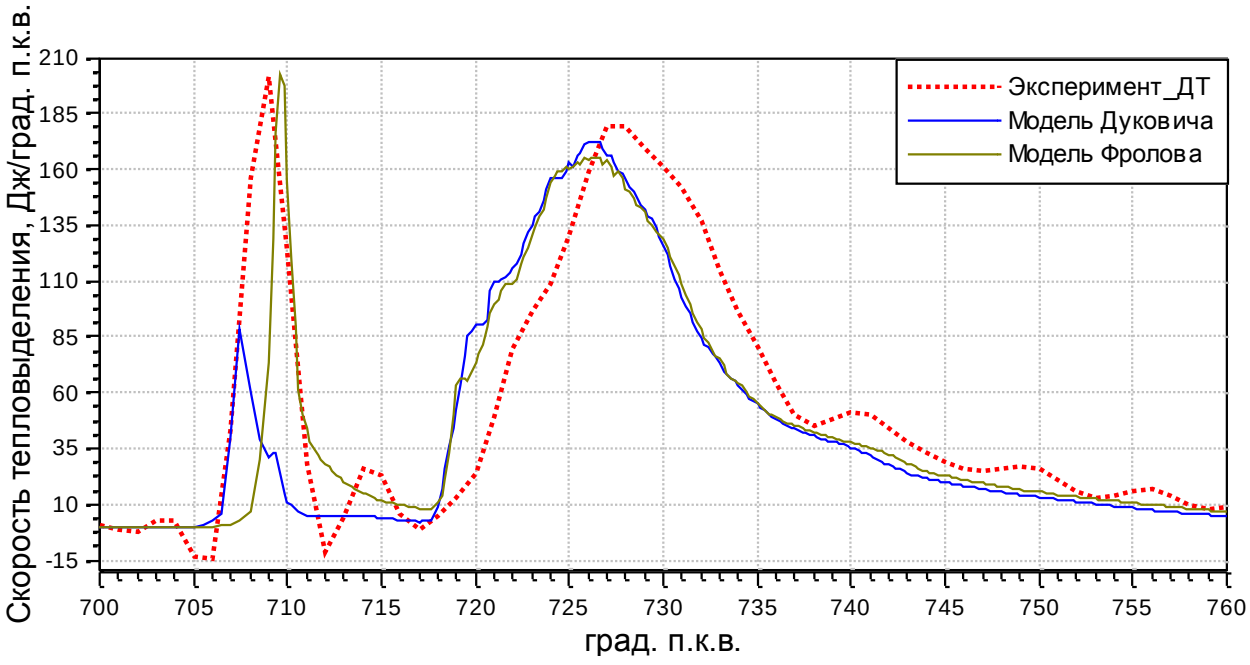


Рисунок 2.7 – Диаграмма скорости тепловыделения для различных моделей нагрева и испарения капель топлива

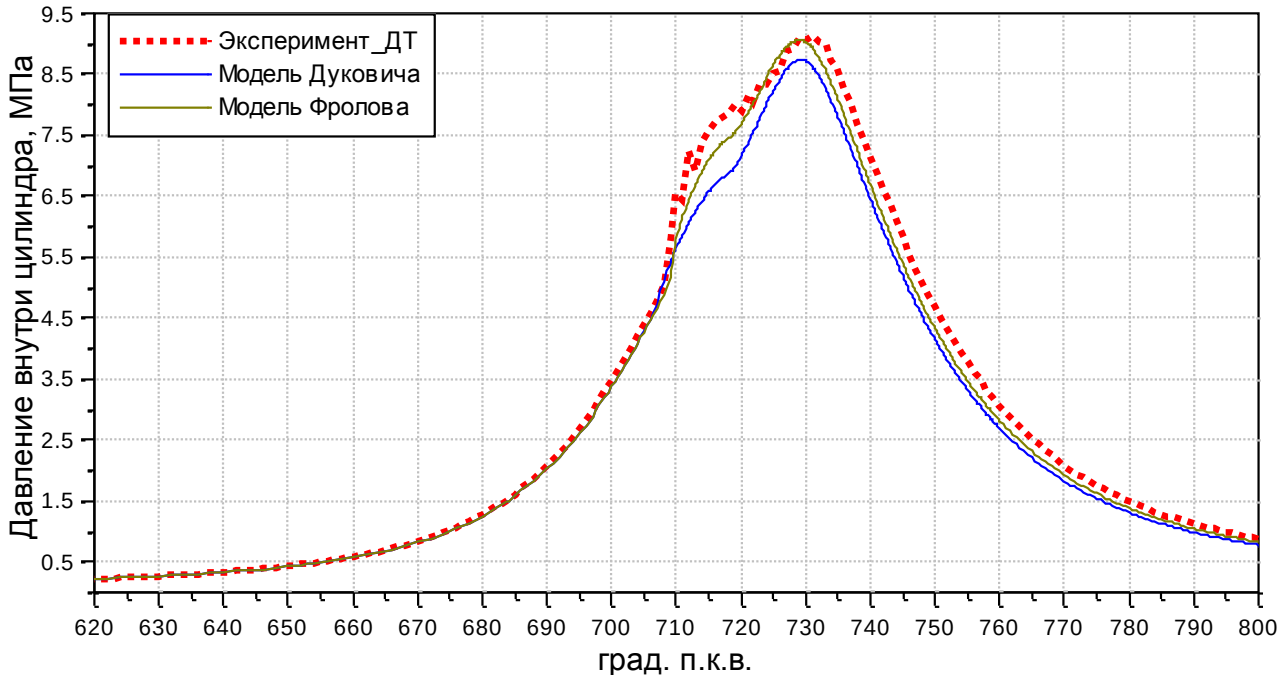


Рисунок 2.8 – Индикаторная диаграмма при расчете процесса испарения для различных моделей нагрева и испарения капель топлива

Описание процесса нагрева и испарения капли топлива с помощью модели Фролова позволяет получить более точную сходимость экспериментальных и расчетных данных.

2.6 Вспомогательные модели

2.6.1 Модели взаимодействия капель топлива друг с другом (Particle interaction model)

Данные модели существуют для описания взаимодействия друг с другом капель впрыснутого в КС топлива, а также статистических ансамблей этих капель. В данном случае применена модель Шмидта влияние которой на результаты расчета является довольно существенным и изображено на рисунках 2.5 – 2.8, в составе модели Nozzle flow simulation – Diesel nozzle flow. Данная модель была

выбрана на основе подбора и оценки влияния существующих моделей (O'Rourke Model [159], Schmidt Model, Nordin Model [160]) на сходимость расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм.

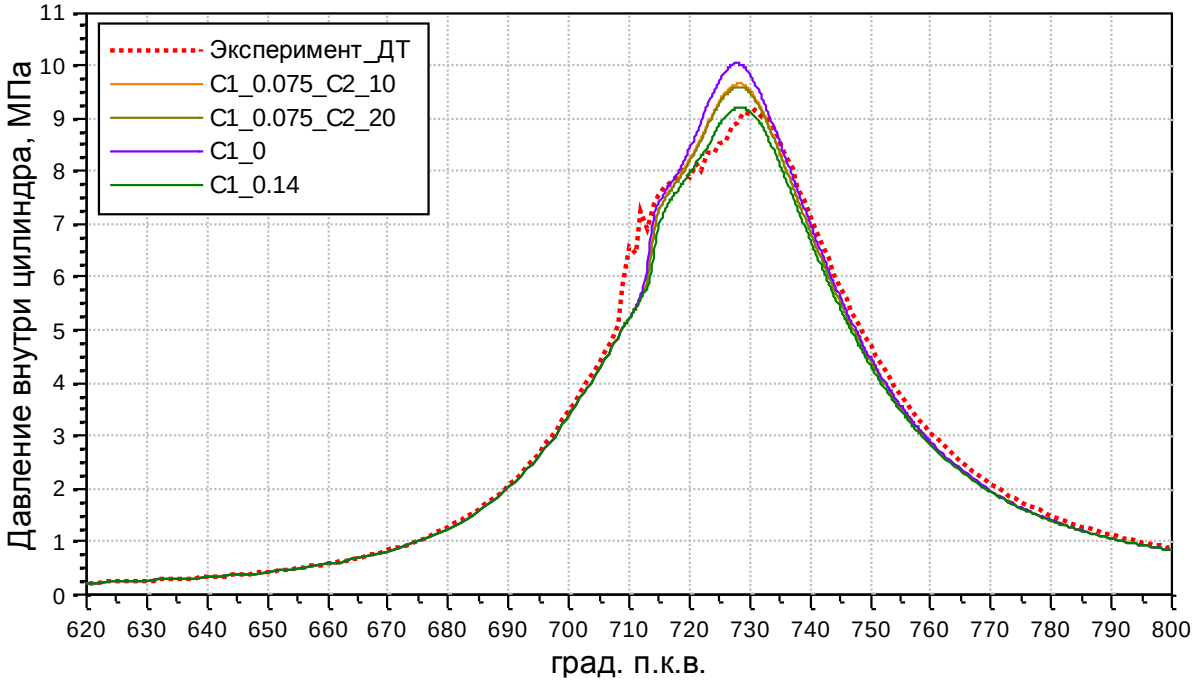


Рисунок 2.9 – Индикаторная диаграмма с активной моделью Шмидта в Particle interaction model

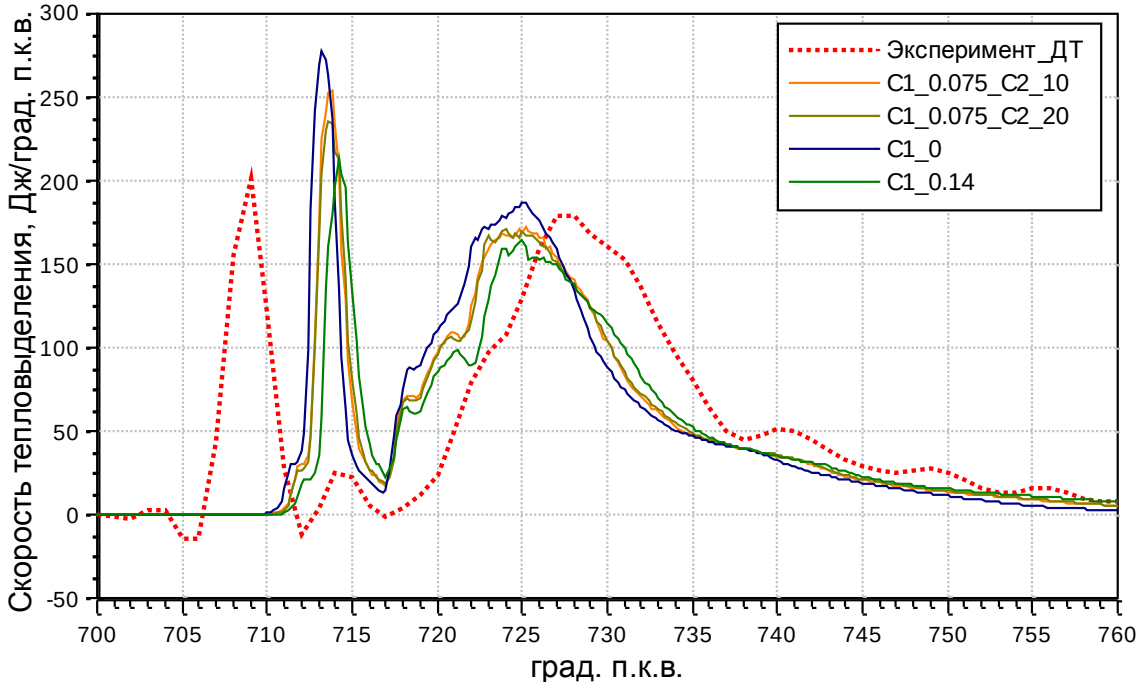


Рисунок 2.10 – Диаграмма скорости тепловыделения с активной моделью Шмидта в Particle interaction model

На рисунке 2.9 представлены расчетные индикаторные диаграммы в сравнении с экспериментальной, на которых видно, что модель истечения Шмидта с неактивной моделью истечения для дизельной форсунки достаточно для приближения расчетной интенсивности сгорания пилотной порции к экспериментальным данным. Однако, на графике скорости тепловыделения, изображенном на рисунке 2.10 хорошо видно, что процесс воспламенения начинается позже, чем по результатам эксперимента. Данное различие может быть скорректировано настройкой модели сгорания, а также выбором наиболее подходящих моделей дробления и испарения топливного факела.

Крайне важно отметить, что процесс валидации компьютерной модели происходил в порядке отличном от порядка представленных в данной главе моделей различных процессов, поэтому на рисунках 2.9 и 2.10 сходимость расчетных и экспериментальных данных находится на менее завершенной стадии, чем в разделе 2.4.5.

2.6.2 Модель истечения из распылителя дизельной форсунки

(Diesel nozzle flow) [161] предполагает способ корректировки скорости впрыскивания и начального диаметра капель при помощи явления кавитации. Данная корректировка становится возможной если известны следующие параметры: отношение R/D – отношение радиуса скругления отверстия распылителя на входе (R) к геометрическому диаметру отверстия распылителя форсунки (D), которое задано в модели через константу C_1, а также L/D, где L – длина отверстия распылителя форсунки – за данное соотношение отвечает константа C_2. При помощи константы C_3 можно корректировать начальный диаметр капель топлива и скорость потока, не изменяя геометрические параметры отверстия распылителя. Влияние калибровочных констант, как и самой модели на процесс дробления по анализу индикаторной диаграммы и диаграммы скорости тепловыделения оценить сложно.

2.6.3 Учет взаимодействия капель топлива со стенкой камеры сгорания

Доступны три модели взаимодействия капель топлива со стенкой КС: Walljet0, Walljet1, Walljet2 [162…165]. Данные модели основаны на моделях Naber и Reitz [166]. Вблизи стенки КС, под воздействием капель топлива формируется слой пара, и капли при соприкосновении со стенкой отражаются от стенки или полностью испаряются. Границей между этими двумя режимами служит число Вебера, равное W_{ec}=80. Модель не учитывает физические процессы образования пленки на стенке КС. В модели Walljet1 диаметр капли топлива после столкновения со стенкой КС для обоих режимов, рассчитывается как функция числа Вебера (таблица 2.3).

Таблица 2.3 – Расчет диаметра капли в модели Walljet1

We <50	$d_1=d_0$
50<We <300	$d_1 = d_0*f\ (We_{in})$
We> 300	$d_1=0.5d_0$

Для описания процесса взаимодействия топливного факела со стенкой КС используется модель Walljet1. Модель Walljet2 больше подходит для холодных стенок КС, а модель Walljet0 показывает низкую сходимость при высоких числах Вебера из-за того, что не учитывает дробление капель и разбрызгивание при соприкосновении со стенкой.

2.6.4 Особенности настройки компьютерной модели

Создание компьютерной модели необходимо начинать с выбора модели сгорания, подходящей непосредственно под текущие задачи исследования. Корректно выбранная модель сгорания позволяет корректно описывать процесс сгорания выбранного топлива, а также рассчитывать токсичность отработавших газов.

Способ, с помощью которого задаются калибровочные константы моделей дробления топливного факела и сгорания для расчета был выбран табличным, в

зависимости от угла поворота коленчатого вала отдельно для пилотной и основной порций топлива. Данный подход обусловлен тем, что корректировать задержку воспламенения для малой порции необходимо отдельно из-за различной доли кинетического горения, а также различных начальных условий сгорания пилотной и основной порций топлив (для пилотной порции ниже значения температуры и давления). В результате анализа режима работы форсунки, конструктивных особенностей и фазированного впрыскивания топлива, было выявлено, что давление впрыскивания и закон впрыскивания пилотной и основной порций различается. Время поднятия и опускания иглы форсунки в процессе впрыскивания пилотной порции больше продолжительности впрыскивания основной порции топлива. Кроме этого, на основе полученных в результате эксперимента осциллограмм, а также конструктивных особенностей форсунки была определена скорость впрыскивания, табличное значение которой (различное для пилотной и основной порций топлива) использовано при расчетах.

2.7 Токсичность отработавших газов

2.7.1 Образование оксидов азота

Оксиды азота NO и NO_2, являются основными реагентами в образовании фотохимического смога в атмосфере городов, а также в тропосфере [167]. Кроме того, участвуют в цепных реакциях, удаляя озон из стратосферы, что вызывает рост ультрафиолетового излучения, достигающего поверхности Земли [168]. Являются токсичными для человека и живых организмов. При вдыхании связываются с гемоглобином, подобно угарному газу переводя его в форму, не способную переносить кислород.

В настоящее время различают четыре способа образования NO_x [169]:

- термический;
- образование быстрых NO;
- образование NO_x через образование N_2O;

- образование NO_x из топливного азота (данный механизм рассмотрен не будет, так как исследуемые топлива не содержат азот).

2.7.1.1 Термический способ

Образования NO, или образование NO по механизму Зельдовича, состоящий из реакций 2.60…2.62 (постулированному в 1946 г. Я.Б. Зельдовичем) [170]:

$$N_2 + O \underset{k_{1b}}{\overset{k_{1f}}{\leftrightarrow}} NO + N, \quad (2.60)$$

$$N + O_2 \underset{k_{2b}}{\overset{k_{2f}}{\leftrightarrow}} NO + O, \quad (2.61)$$

$$N + OH \underset{k_{3b}}{\overset{k_{3f}}{\leftrightarrow}} NO + H, \quad (2.62)$$

В данной модели реакции, отвечающие за образование NO, строго зависят от температуры, времени существования и концентрации атомарного кислорода. Название «термический» обусловлено высокой энергией активации реакции 2.60 из-за сильной тройной связи в молекуле N_2, и поэтому она является достаточно быстрой только при высоких температурах (более 1800 К), также она обычно принимается для ограничения скорости формирования термических NO. По утверждению авторов [123], концентрацию NO можно минимизировать путем уменьшения концентраций N_2, O, или температуры сгорания за счет константы скорости реакции k_1.

2.7.1.2 Образование «быстрых» NO

Механизм образования «быстрых» NO был предложен Фенимором [171]. Производя измерения концентрации NO над плоским углеводородным пламенем, он отметил, что концентрация NO не достигала нулевого значения, когда пробоотборный зонд достигал фронта пламени снизу по течению со стороны несгоревшей свежей смеси, как это предсказывал механизм Зельдовича. В дальнейшим этот процесс изучался C.K. Westbrook и F.L. Dryer при сжигании

метанола [172]. Механизм образования «быстрых» NO во фронте пламени принципиально отличается от образования термического NO, реакция носит более сложный характер, так как тесно связана с образованием радикала CH. Механизм образование «быстрых» NO позволяет учитывать образование NO при горении с температурами ниже 1000 К, так как энергия активации реакции около 75 кДж/моль, по сравнению с 318 кДж/моль для термического образования NO. Также этот механизм важен при горении богатых смесей, поскольку C_2H_2 (ацетилен) как предвестник радикала CH накапливается в условиях богатых пламён (за счет рекомбинации радикалов CH_3).

Скорость образования NO определяется скоростью реакции между промежуточным радикалом CH и молекулой азота N_2. Преимущественно, быстрые NO образуются во фронте пламени богатых топливовоздушных смесей при взаимодействии радикалов CH и молекулярного азота с получением HCN:

$$N_2 + CH \leftrightarrow HCN + N, \quad (2.63)$$

$$N + O_2 \leftrightarrow NO + O, \quad (2.64)$$

$$HCN + OH \leftrightarrow CN + H_2O, \quad (2.65)$$

$$CN + O_2 \leftrightarrow NO + CO, \quad (2.66)$$

Следует отметить, что в литературе, как это показано в [123,127], имеются противоречивые данные относительно константы скорости реакции (2.63), поэтому расчет «быстрых» NO по сравнению с термическими NO характеризуется меньшей достоверностью.

На рисунке 2.11 показано образование NO при горении метана в реакторе смешения. Расчеты выполнены для отдельно термического и полного механизмов (механизмов Зельдовича и Фенимора), разницу между концентрацией NO, образованной по термическому механизму, и полной концентрацией NO можно отнести на счет механизма быстрого образования NO.

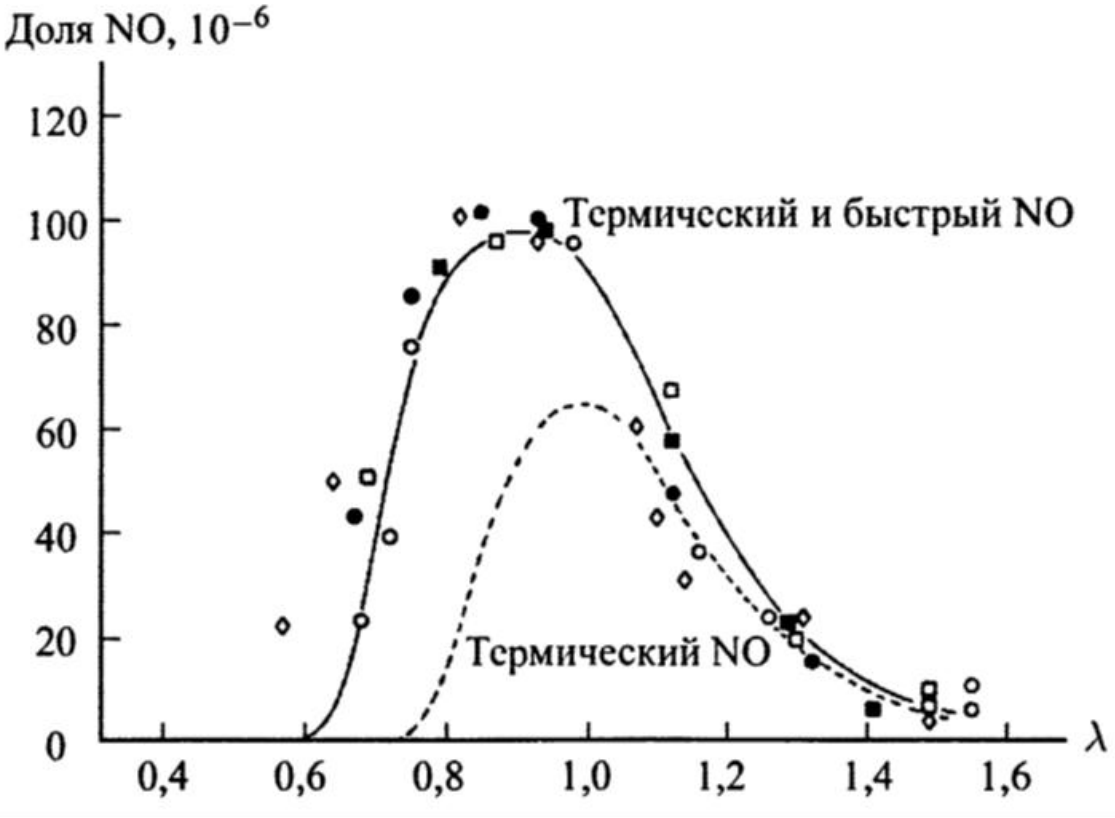


Рисунок 2.11 – Образование NO при горении метана в реакторе смешения

2.7.1.3 Образование NO из закиси азота

Механизм образования NO из закиси азота (N_2O) аналогичен термическому механизму, в котором атом кислорода O реагирует с молекулой азота, однако в присутствии третьей частицы M в этой реакции образуется молекула N_2O (впервые эта реакция была предложена в работе [173]:

$$N_2 + O + M \rightarrow N_2O + M. \quad (2.66)$$

Молекула N_2O может затем прореагировать с атомом кислорода O и образовать NO [174]:

$$N_2O + O \rightarrow NO + NO. \quad (2.67)$$

При условии сгорания бедной смеси образование радикалов CH может быть крайне низким (механизм Фенимора), также за счет низких температур термический механизм образования NO может оказаться недееспособным. В данном случае единственным механизмом остается механизм образования NO из N_2O, которое стимулируется высоким давлением из-за тримолекулярной реакции и

имеет низкую энергию активации (E_a = 97 кДж/моль, свойство тримолекулярных реакций); поэтому низкие температуры не снижают его скорость так сильно, как в случае механизма Зельдовича [175].

2.7.2 Модели образования оксидов азота

1. **Модель Extended Zeldovich + partial equilibrium.** Данная модель образования NO применима совместно с моделью сгорания CTS является несовместимой с трёхзонной расширенной моделью когерентного пламени (ECFM-3Z).
2. **Модели Хейвуда** [176], в том числе с корректировочными функциями являются чисто эмпирическими и плохо подходят для оптимизационного исследования влияния параметров топливоподающей аппаратуры.
3. **Расширенный механизм Зельдовича, учитывающий образование «быстрых» и топливных NO,** является наиболее подходящим для целей оптимизационного исследования с учетом используемой модели сгорания, так как является более универсальным и не требующим дополнительной настройки. Для оценки значения концентрации NO_x необходимо ввести и использовать поправочный коэффициент, определенный по результатам расчета нагрузочных характеристик.

В таблице 2.4 представлены модели для расчета концентрации NO_x, из представленных только в модели Heywood существуют калибровочные константы.

Таблица 2.4 – Модели расчета концентрации NO_x при работе на дизельном биотопливе на режиме нагрузки 100% от номинальной и частоте вращения 1450 мин$^{-1}$

Модель расчета концентрации NO_x	**Концентрация NO_x, млн$^{-1}$**
Эксперимент ДБТ	1445,0
Extended Zeldovich + prompr	1285,4
Heywood	955,6
Heywood radiation correction	128,4
Extended Zeldovich	355,4
Extended Zeldovich + partial equilibrium	3490

2.7.3 Расчет выбросов сажи

Исследователи [177…180] полагают, что рост полициклических ароматических соединений приводит к образованию частиц сажи. Сажа образуется при объемном пиролизе (термическом разложении углеводородов в газовой или паровой фазе в условиях недостатка окислителя). Общая схема образования сажи включает: гидрогенизацию, дегидрогенизацию, крекинг (расщепление молекул), полимеризацию, конденсацию (присоединение молекул, приводящее к образованию очень больших молекул другого типа). Первичные структуры, из которых состоит сажа, представляют собой частицы сферической формы диаметром 0,015…0,17 мкм, затем происходит коагуляция частиц сажи. В процессе расширения на такте рабочего хода происходит выгорание частиц сажи, при поступлении к ним кислорода, температура выгорания сажи при отсутствии катализаторов t > 580…650°С. В цилиндре дизеля в процессе расширения может выгореть до 90% образовавшейся сажи. При охлаждении отработавших газов в выпускной системе дизеля и после их выхода в атмосферу на частицах сажи конденсируются несгоревшие углеводороды, попавшие в газы, в результате различных процессов с исходными углеводородами топлива и моторного масла. Экспериментальные исследования показали, что доля органической фракции в массе взвешенных частиц в зависимости от типа дизеля и режима его работы может составлять 10…70%. На взвешенных частицах конденсируется до 50% канцерогенов (полициклических ароматических углеводородов), выбрасываемых дизелями.

Можно выделить несколько стадий образования сажевых частиц:

1) *Образование зародышей*. Первичной стадией процесса сажеобразования является образование структур-предвестников при коагуляции молекул полициклических ароматических соединений [180] или в процессе роста и превращения молекул полициклических ароматических соединений в трехмерные структуры путем встраивания в их структуры пятичленных колец, как это происходит в молекуле фуллерена (C_{60}) [181].

2) *Поверхностный рост частиц сажи*. Подавляющая часть массы частиц сажи (более 95%) образуется за счет поверхностного роста, а не за счет процесса образования зародышей [182,183]. Обычно предполагают, что процесс роста частиц сажи подобен процессу образования молекул полициклических ароматических соединений, т.е. происходит за счет присоединения молекул ацетилена и, возможно, других ароматических соединений. Проблема заключается в том, что поверхностный рост не является газофазным процессом с участием малых молекул, а представляет собой гетерогенный процесс, в котором также необходимо рассматривать процессы адсорбции и десорбции на поверхности частиц.

3) *Коагуляция сажевых частиц* имеет место только для относительно мелких частиц, которые обладают высокими скоростями роста (вплоть до диаметра ~ 10 нм в пламёнах предварительно перемешанной смеси низкого давления [184,185]. По-видимому, процесс коагуляции заключается в столкновении двух частиц, которые затем «слипаются» друг с другом с образованием общей внешней оболочки, возникающей за счет реакций, аналогичных реакциям поверхностного роста. Скорость коагуляция можно рассчитать по методике, предложенной Smoluchowski M.V. [186]. которая основана на следующих предположениях: 1) частицы сажи малы по сравнению со средней длиной свободного пробега молекул газа; 2) каждое столкновение двух частиц приводит к их коагуляции; 3) все частицы имеют сферическую форму.

4) *Окисление сажи*. Частицы сажи могут окисляться в реакциях с атомами кислорода O, радикалами OH и молекулами кислорода O_2. Из-за низкой концентрации атомов кислорода в пламёнах, образующих сажу ([O] = 0,01[OH] [187], и благодаря ограниченной вероятности реакции атомов кислорода на поверхности частиц сажи при температурах пламён [188,189]) частицы сажи первоначально окисляются главным образом в реакциях с OH и O_2.

5) *Агломерация частиц сажи* происходит на поздних стадиях процесса сажеобразования, когда из-за отсутствия поверхностного роста коагуляция

невозможна. Как следствие, образуются открытые структурированные агрегаты, содержащие 30…1800 первичных сферических частиц, которые можно охарактеризовать логарифмически нормальным распределением частиц по размерам [190].

2.7.4 Модели образования сажи

Важно обратить внимание, что в Fire доступны именно модели сажеобразования, а не образования взвешенных частиц. То есть в данном случае учитывается, преимущественно углеродная фракция, которая образуется в процессе пиролиза дизельного топлива, то есть в результате разложения углеводородов при высоких температурах без доступа кислорода [191…193].

1. The Kennedy / Hiroyasu / Magnussen Model – в данной модели окисление сажевых частиц может быть представлено как функция от следующих величин:

- Массовая доля сажи;
- Парциальное давление кислорода;
- Интегральный масштаб турбулентности по времени.

$$_2S_{o_2} = -F\left(\phi_s, p_{o_2}, \tau\right). \tag{2.68}$$

где ϕ_s – массовая доля сажи;

p_{o_2} – парциальное давление кислорода;

τ – интегральная турбулентная шкала времени.

2. Модель Hiroyashu Nagle Strickland-Constable – двухступенчатый механизм образования Hiroyasu [194], включает в себя два уравнения:

Скорость формирования сажи:

$$\frac{dm_{sf}}{dt} = A_f m_f p^{0.5} \exp\left(E_f/RT\right), \tag{2.69}$$

Скорость окисления сажи:

$$\frac{dm_{so}}{dt} = A_o m_{sf} [O_2] p^{1.8} \exp(E_o/RT), \tag{2.70}$$

где m_f, m_{sf}, m_{so} – массы топлива, сформировавшейся и окислившейся сажи, соответственно;

A_f; A_o – калибровочные константы, определяемые типом двигателя;

E_f; E_o – энергия активации реакций формирования и окисления сажи;

R – универсальная газовая постоянная;

p – давление в цилиндре двигателя;

T – температура в цилиндре двигателя;

$[O_2]$ – мольная концентрация кислорода в продуктах сгорания.

$$S_{o_2} = -F\left(\phi_s, p_{o_2}, T\right), \tag{2.71}$$

где T – локальная температура.

3. The Lund Flamelet Model модель рассчитывает объемную долю сажевых частиц, интегрированную по функции плотности вероятностей состава топливовоздушной смеси как функцию скалярной скорости диссипации температуры и давления окислителя. Данная модель имеет 4 корректировочных коэффициента, ее настройка занимает большое количество машинного времени, поэтому ее использование представляется нерациональным.

4. Кинетическая модель образования сажевых частиц. Основой кинетической модели образования сажевых частиц является детальный химический механизм формирования и окисления сажи, совмещающий в себе механизмы формирования полиароматических углеводородов: полиина, два механизма предсказывающих формирование сажи посредством конденсации полиароматических молекул и молекул полиина, механизм роста взвешенных частиц НАСА, механизм пиролиза ацетилена и формирования скоплений чистого углерода также реакции окисления углеводородов (н-гептана). Данная кинетическая модель для дизельного топлива с химической формулой $C_{14}H_{30}$ (тетрадекан), предложена С.М. Фроловым [194]:

$$C_{14}H_{30} + 7O_2 = 14CO + 15H_2, \tag{2.72}$$

$$H_2 + H_2 + O_2 = H_2O + H_2O, \tag{2.73}$$

$$CO + CO + O_2 = CO_2 + CO_2, \tag{2.74}$$

$$CO + H_2O = CO_2 + H_2, \tag{2.75}$$

$$C_{14}H_{30} + C_{14}H_{30} = 28C + 30H_2, \tag{2.76}$$

$$C + C + O_2 = CO + CO, \tag{2.77}$$

В таблице 2.5 представлены модели образования сажи.

Таблица 2.5 – Модели образования сажевых частиц при работе на дизельном биотопливе на режиме нагрузки 100% от номинальной и частоте вращения 1450 мин$^{-1}$

Модель расчета эмиссии сажи	Удельные выбросы ВЧ, мг/кг топл.
Эксперимент	232,4
Kennedy Hiroyasu Magnussen	4,2
Hiroyashu Nagle Strickland	3850,7
Lund Flamelet Model	338,2
Kinetic model	274,6

Кинетическая модель сажеобразования учитывает детальную химическую кинетику образования и окисления сажи в зависимости от локального коэффициента избытка воздуха и не требует дополнительной настройки, что делает ее более точной и более пригодной для проведения оптимизационного исследования за счет универсальности, по сравнению с остальными полуэмпирическими моделями. Так как модели образования токсичных компонентов отработавших газов (в данном случае модели NO и сажи) тесно связаны с процессом сгорания, а исследование влияния, например, УОВТ пилотной порции на рабочий процесс будет смещать баланс между кинетическим и диффузионным типом горения в ту или иную сторону, следовательно ошибочно предполагать, что подобранные константы полуэмпирических моделей для одного значения УОВТ пилотной порции будут одинаково хорошо описывать процессы образовании и выгорания сажи при его изменении.

2.8 Описание модели рабочего процесса дизеля

2.8.1 Построение расчетной сетки

Создание трехмерной численной модели рабочего процесса дизеля ярославского моторного завода ЯМЗ-6566 включает в себя построение расчетной

сетки. Для увеличения скорости расчета использовался сектор камеры сгорания, равный 1/7 объема или 51,4 град. Такое деление КС обусловлено количеством отверстий распылителя форсунки, таким образом, чтобы на одно отверстие распылителя форсунки приходился сектор камеры сгорания. Факел топлива, получаемый из одного отверстия распылителя, рассматривается отдельно и независимо от остальных, и для получения результатов, соответствующих полной камере сгорания, результаты расчета для сектора суммируются.

Необходимо сделать уточнение сетки для факела топлива с целью получения более точных результатов нагрева, впрыскивания и испарения. Для этой цели задается диапазон до и после ВМТ в град. п.к.в., для которого необходимо сделать сетку КС с более маленьким размером ячейки. Уточнение сетки оказывает существенное влияние на точность расчета в целом, так как процессы дробления, нагрева и испарения факела, в свою очередь, оказывают существенное влияние на рабочий процесс дизеля.

На рисунке 2.12 представлен сектор камеры сгорания после разбиения на КО. В данном расчете используется трёхмерная динамическая сетка, количество элементов в которой составляет 266964 штук. Рабочий объем КС представляет собой совокупность четырёх блоков: блока распылителя 1, блока факела топлива 2, буферного слоя 3 и блока камеры сгорания в поршне 4 (рисунок 2.12). При этом блоки 1, 2 и 4 не перестраиваются на протяжении всего движения сетки. Блок 4 вместе с поршнем совершает возвратно-поступательное движение. Буферный слой 3 является связующим звеном между остальными блоками и во время движения сетки растягивается и сжимается. Количество ячеек в блоке 3 при движении сетки не изменяется.

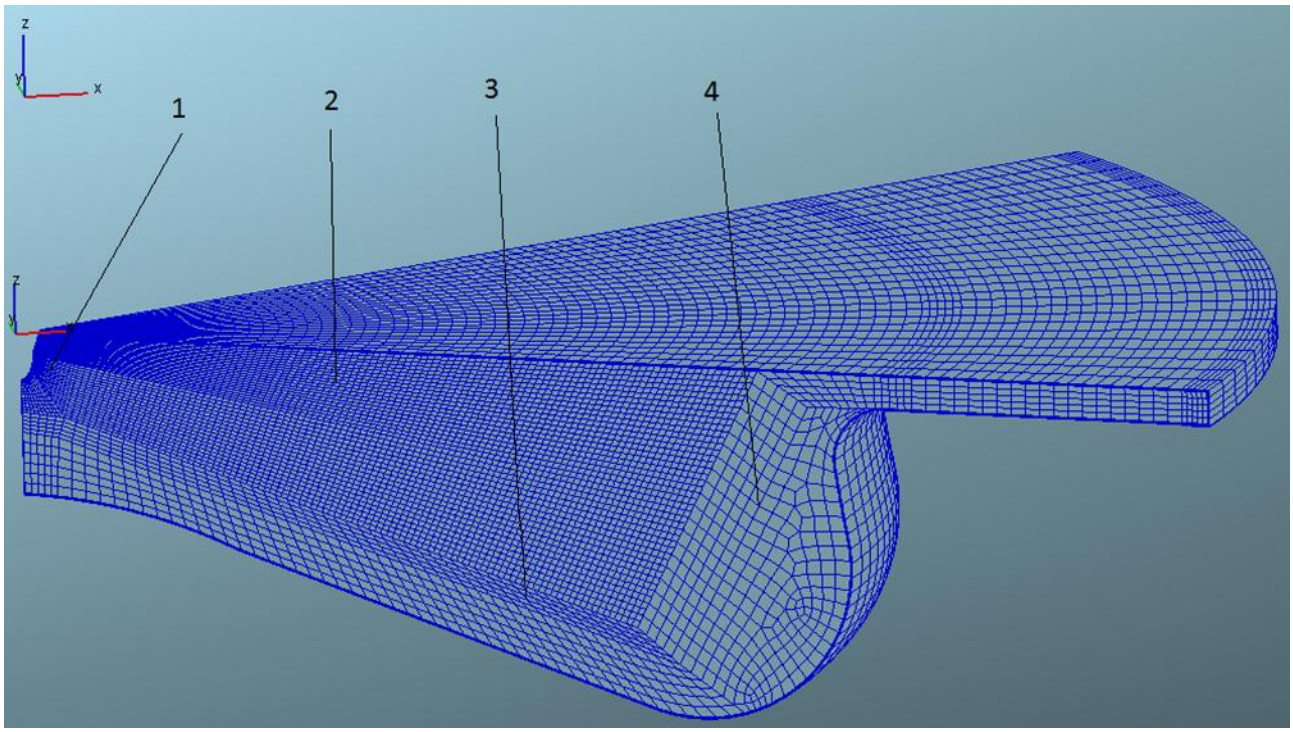


Рисунок 2.12 – Сектор камеры сгорания в поршне дизеля

Структура блоков расчетной сетки требует тщательной проверки перед процессом генерирования. Основное внимание должно быть уделено пристеночной области блоков. Линии пристеночных блоков не должны пересекаться с линиями других блоков, и границами самой КС.

В качестве компенсационного объема был выбран зазор между днищем поршня и головкой блока цилиндров. Компенсационный объем служит для адаптации степени сжатия сгенерированной по чертежу сетки КС к заданной, в начальных условиях степени сжатия, и должен быть минимально возможным для уменьшения погрешности расчета.

С одной стороны, необходимо добиться удовлетворительной сходимости расчета, с другой обеспечить приемлемое время расчета, так как планируется использовать данную компьютерную модель для оптимизационного исследования, такой параметр как количество машинного времени, потраченное на один расчет, играет важную роль. Размер ячейки был выбран равным $1 \cdot 10^{-4}$ м. Уменьшение размера ячейки существенно увеличивает время расчета, при этом незначительно влияя на точность расчета (данная информация была получена опытным путем в

процессе настройки модели). Толщина пристеночного слоя расчетной сетки составила $4 \cdot 10^{-4}$ м, а количество пристеночных слоев 3.

Изначально диапазон расчета был выбран от начала закрытия впускного клапана до момента начала впрыскивания топлива, с целью сокращения времени настройки компьютерной модели на такте сжатия. Для корректного расчета задержки воспламенения необходимо получить рассчитанные значения давления и температуры в момент впрыскивания топлива равные экспериментальным данным. Так как измерение температуры в конце такта сжатия затруднительно, критерием сходимости являлось значение давления, определенное по индикаторной диаграмме.

2.8.2 Валидация расчетной модели

В качестве начальных условий задаются:

- Момент закрытия впускного клапана и момент открытия выпускного, (фазы газораспределения);
- Температура деталей цилиндро-поршневой группы и головки блока цилиндров двигателя (в данной модели взяты данные для ближайшего аналога дизеля);
- Параметры рабочего тела – температура и давление на момент закрытия впускного клапана, (задается температура воздуха после интеркулера, а также абсолютное значение давления наддува);
- Используемое топливо (топливо, которое будет находится в камере сгорания);
- Количество остаточных газов.

Основными величинами, для валидации модели должны быть измеренные величины, в данном случае к непосредственно измеренным зависимостям относится индикаторная диаграмма и часовые расходы топлива и воздуха. Однако, важно оценивать скорость тепловыделения, хотя данная зависимость и является расчетной, по графику скорости тепловыделения можно отслеживать начало и конец процесса сгорания, рассчитывать длительность сгорания и оценивать

количество выделившегося тепла. Модель верифицирована на режиме внешней скоростной характеристики и на режимах 13-ти ступенчатого цикла ESC, расчетное значение полной работы цикла отличается не более чем на 3% от экспериментального, расчетное значение количества выделившейся теплоты отличается от экспериментального не более чем на 5% для всех режимов работы дизеля.

Экспериментальная скорость тепловыделения рассчитывалась в модуле Burn программного комплекса Boost. Модуль Burn разработан специально для расчета скорости тепловыделения по имеющимся экспериментальным данным и результатам индицирования рабочего процесса ДВС. Для корректного расчета скорости тепловыделения необходимо знать часовые расходы топлива и воздуха, температуру деталей цилиндро-поршневой группы и головки блока цилиндров двигателя, фазы газораспределения, режим работы дизеля, теплоту сгорания применяемого топлива. При расчете скорости тепловыделения для каждого режима энергетический баланс отличался не более чем на 2%.

Приоритетным критерием сходимости являлась индикаторная диаграмма, потому как диаграмма скорости тепловыделения определялась расчетным путем и может содержать погрешность расчета (значение температуры деталей ДВС было взято из литературы для ближайшего аналогичного грузового дизеля, так как измерить значение данного параметра не представлялось возможным), в то время как индикаторная диаграмма относится к непосредственно измеренным данным.

На начальной стадии модель была верифицирована на дизельном топливе при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и режимах нагрузки 25%, 50%, 75% и 100% от номинальной, а также внешней скоростной характеристики. Химические и физические свойства дизельного топлива были взяты из встроенной библиотеки. Верификация расчетной модели на ДБТ была произведена в ручном режиме в Fire_Workflow и в автоматическом режиме Fire_DVI при работе на тех же режимах кроме ВСХ, результаты расчетов представлены на рисунке 2.13, в сравнении с экспериментальными данными такими как эффективная мощность (N_e), удельный

эффективный расход топлива (g_e), часовые расходы топлива (G_f) и воздуха (G_a), и концентрация NO_x.

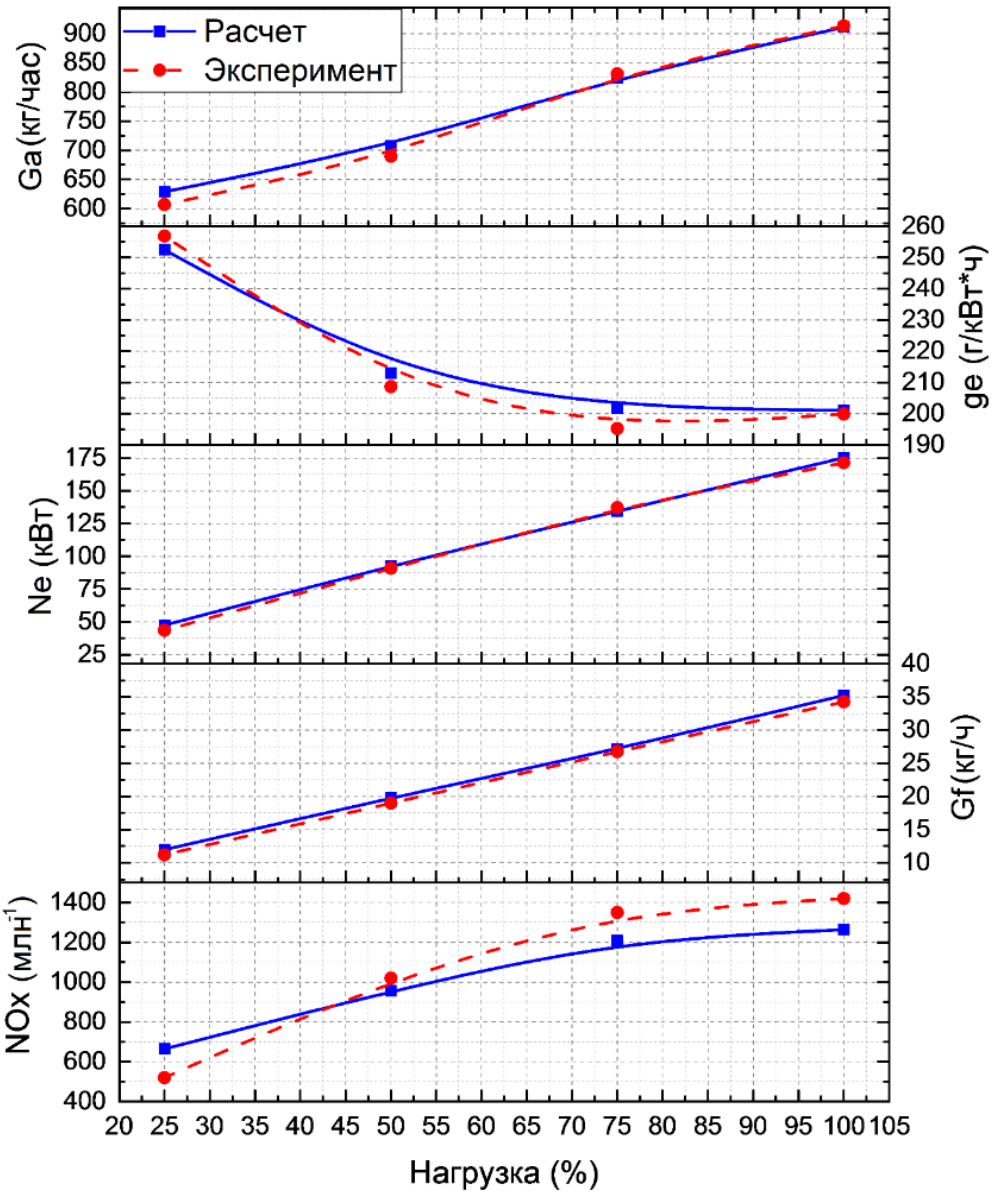


Рисунок 2.13 – Сравнение экспериментальной и расчетной нагрузочных характеристик при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ при работе на ДБТ

Расчетные значения удельного эффективного расхода топлива и эффективной мощности отличаются от экспериментальных не более чем на 4%. Можно видеть удовлетворительную сходимость на всех режимах работы двигателя для всех величин.

2.8.2.1 Режим работы 100% нагрузки от номинальной

На рисунках 2.14 и 2.15, а также в таблице 2.7 представлены результаты расчета режима работы дизеля на ДБТ, характеризующегося частотой вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузкой 100% от номинальной.

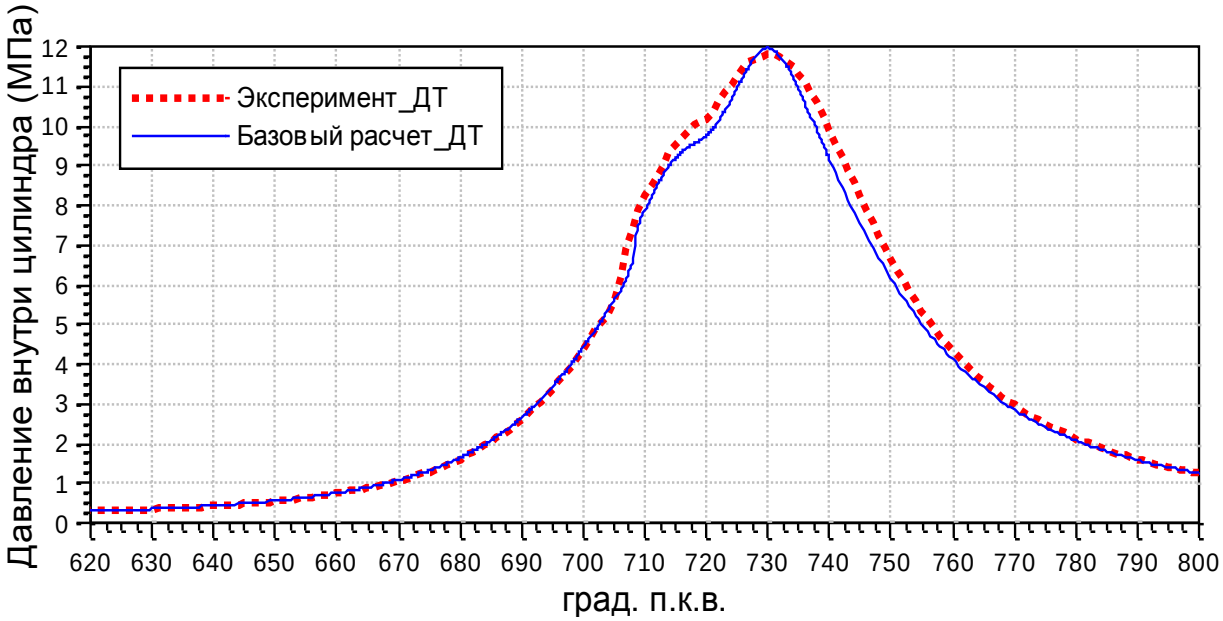


Рисунок 2.14 – Давление внутри цилиндра дизеля, работающего на ДБТ при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% от номинальной

Из графика, изображенного на рисунке 2.14 видна, удовлетворительная сходимость расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм, разница площади под экспериментальной и расчетной индикаторными диаграммами составляет 3,2%.

Из графика, изображенного на рисунке 2.15 видно, что значение расчетной скорости тепловыделения при впрыскивании пилотной порции отличается от значения экспериментальной, это может быть объяснено низкой чувствительностью расчетной модели горения к малым порциям топлива.

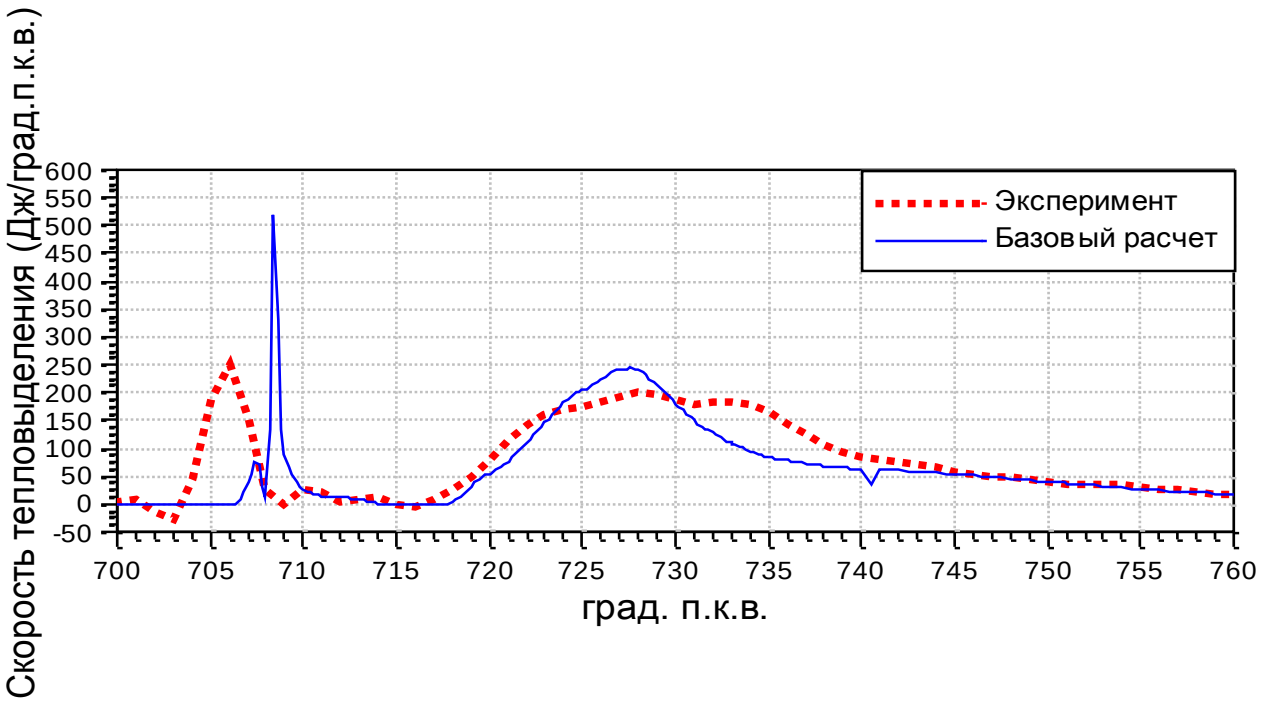


Рисунок 2.15 – Скорость тепловыделения дизеля, работающего на ДБТ при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% от номинальной

Стоит отметить, что момент начала сгорания пилотной порции, определенный по расчетной диаграмме скорости тепловыделения, отличается на 3 град. п.к.в. от момента начала тепловыделения при определении его по экспериментальному графику скорости тепловыделения. Максимальное значений скорости тепловыделения при горении основной порции топлива на расчетной диаграмме довольно близко по абсолютному значению к аналогичному параметру, определенному по экспериментальной диаграмме. Момент начала сгорания отличается на 2 град. п.к.в. Площадь под графиком, то есть количество выделившегося тепла отличается не более чем на 6%. В таблице 2.6 указаны основные оценочные параметры, по которым производилось сравнение результатов расчета и эксперимента, величина A_i представляет собой индикаторную работу цикла.

Таблица 2.6 – Результат валидации модели при работе дизеля на дизельном биотопливе при нагрузке 100% от номинальной при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$

	1-я пилотная порция, град. п.к.в. до ВМТ	NO_x, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dφ, МПа/град.п.к.в.	A_i, %
Эксперимент	20,7	1445	232,4	0,66	100
Базовый расчет	20,7	1286	274,5	1,38	97,6

Можно видеть отличие в данных по токсичности ОГ, и жесткости работы. Данное различие объясняется особенностями моделей, применяемых для расчета концентрации NO_x и удельных выбросов ВЧ. Отличие в значении жесткости работы также объясняется особенностями расчетной модели и вполне допустимо.

2.8.2.2 Режим работы 25% нагрузки от номинальной

На рисунках 2.16 и 2.17, а также в таблице 2.7 представлены результаты расчета режима работы дизеля на ДБТ, характеризующегося частотой вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузкой 25% от номинальной.

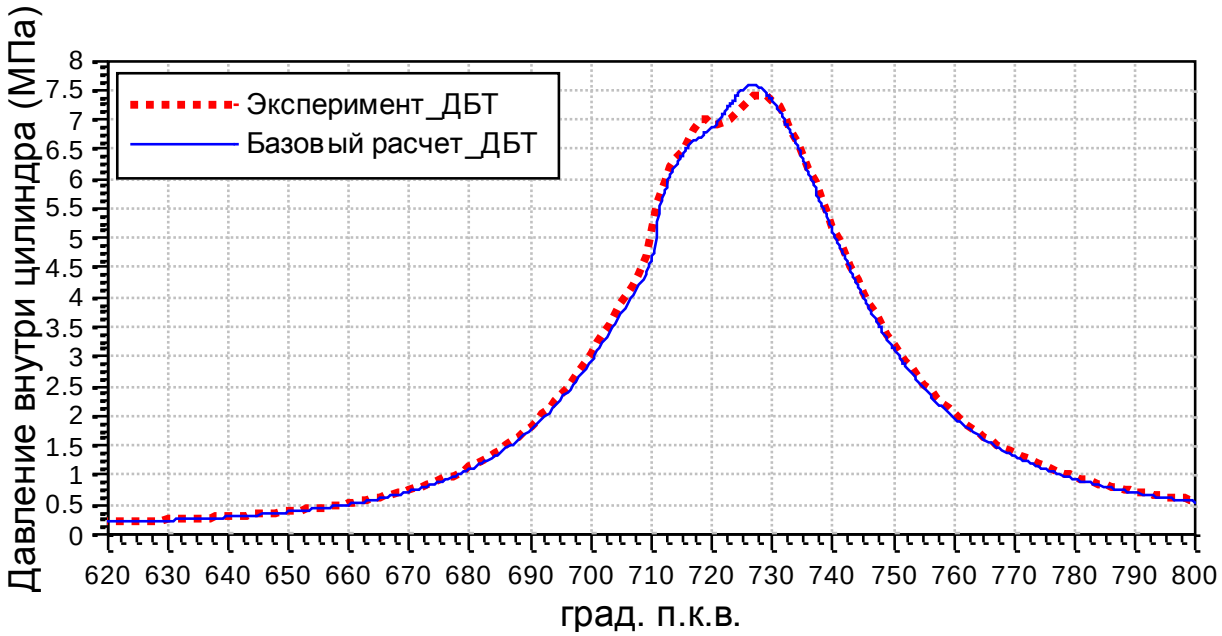


Рисунок 2.16 – Давление внутри цилиндра дизеля, работающего на ДБТ при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной

Из графика, изображенного на рисунке 2.16 видна, удовлетворительная сходимость расчетной и экспериментальной индикаторных диаграмм. Расхождение в значении площадей под экспериментальной и расчетной индикаторными диаграммами составляет 2,3% (Таблица 2.7), данный параметр используется как оценочный и характеризует полную работу за цикл.

Таблица 2.7 – Результат верификации модели при работе дизеля на дизельном биотопливе при нагрузке 25% от номинальной при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$

	1-я пилотная порция, град. п.к.в. до ВМТ	NO_x, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dϕ, МПа/град. п.к.в.	A_i, %
Эксперимент ДБТ	19,2	455	80,9	0,6	100
Базовый расчет ДБТ	19,2	675,7	92,5	1,15	97,8

Из графика, изображенного на рисунке 2.17 видно, что начало сгорания пилотной порции, определенное по расчетной диаграмме скорости тепловыделения, отличается на 1 град. от экспериментального графика скорости тепловыделения, кроме этого можно видеть отличия в площади под графиком.

Максимальное значение скорости тепловыделения при горении основной порции топлива на расчетной диаграмме довольно близко по абсолютному значению к аналогичному параметру, определенному по экспериментальной диаграмме. Начало сгорания также отличается на 1 град. п.к.в. Площадь под кривыми отличается не более чем на 5%.

В таблице 2.7 указаны основные оценочные параметры, по которым производилось сравнение результатов расчета и эксперимента. Можно видеть отличие данных по токсичности ОГ, и жесткости работы. Различие объясняется теми же факторами, что и при режиме 100% от номинальной нагрузки.

Результаты расчета, приведенные на рисунках 2.13…2.17 в сравнении с экспериментальными данными свидетельствуют об удовлетворительной сходимости, следовательно, настроенная компьютерная модель адекватно

описывает рабочий процесс и пригодна для проведения расчётного оптимизационного исследования.

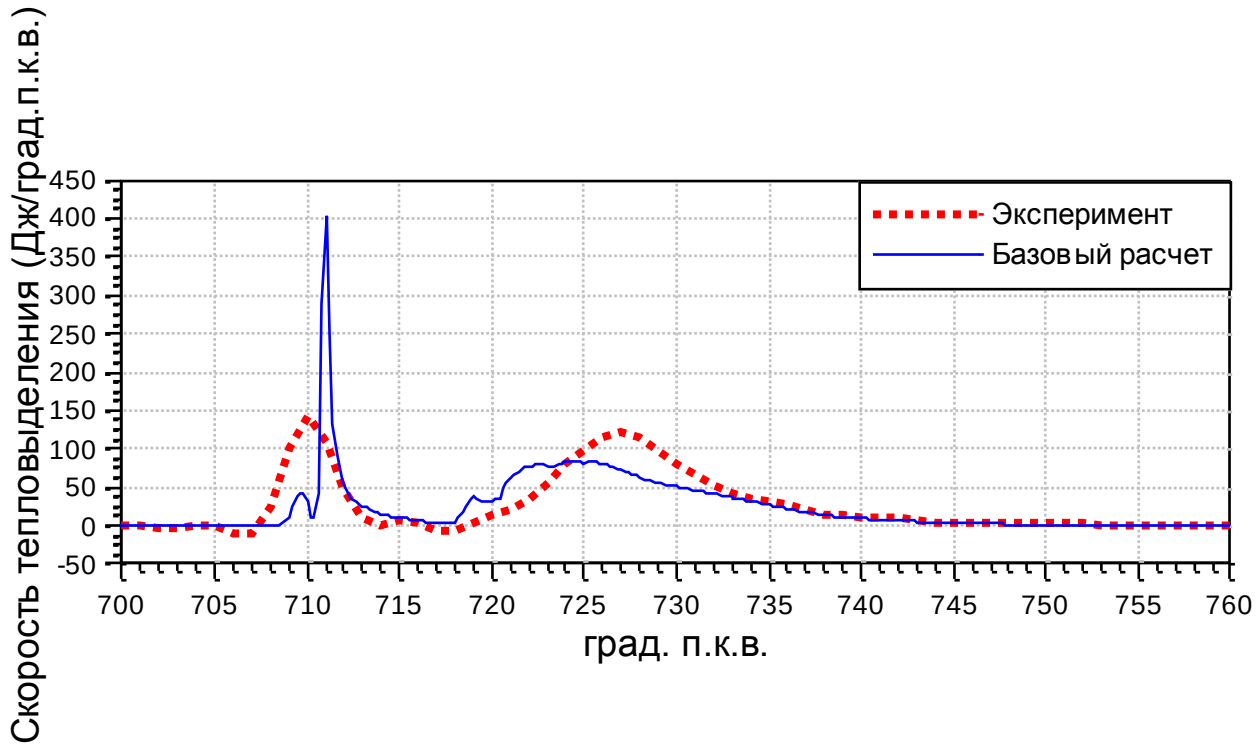


Рисунок 2.17 – Скорость тепловыделения дизеля, работающего на ДБТ при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной

На рисунках А.1–А.12 в Приложении А можно видеть сравнение расчетных и экспериментальных индикаторных диаграмм, и диаграмм скорости тепловыделения при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузочных режимах 25%, 50%, 75% и 100% от номинальной нагрузки при работе на нефтяном дизельном топливе и при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузочных режимах 50%, 75% от номинальной нагрузки на дизельном биотопливе. Из рисунков видно, что совпадение расчетной и экспериментальной зависимостей удовлетворительное на всех режимах работы двигателя. При моделировании рабочего процесса на дизельном биотопливе, использовалась те же методы расчета, что и для дизельного топлива, однако в связи с иными физико-химическими свойствами при работе на дизельном биотопливе изменилась реальная характеристика впрыскивания топлива в КС, поэтому основные калибровочные константы, такие как C_2 в модели

дробления Wave и AMP, и MMP в модели сгорания нуждались в корректировке. Все остальные константы и модели, использованные при расчете рабочего процесса на дизельном топливе, остались без изменений.

2.9 Выводы по главе 2

Для расчета рабочего процесса дизеля ЯМЗ 6566 на нефтяном дизельном топливе и дизельном биотопливе выбрана комбинация моделей, обеспечивающая адекватное описание рабочего процесса. Рассматриваемый диапазон рабочего процесса включает в себя такт сжатия и такт рабочего хода. В связи с этим принимается допущение о постоянстве начальных условий – величин давления и температуры на момент закрытия впускного клапана.

Модель сгорания

1. Модели сгорания и образования токсичных компонентов отработавших газов имеют тесную взаимосвязь, из анализа всех представленных моделей сгорания, учитывающих кинетическое и диффузионное горение, а также кинетику горения топлива, наиболее подходящей является модель ECFM 3Z, которая в сочетании с кинетической моделью образования сажи и усовершенствованной моделью Зельдовича, учитывающей механизмы образования «быстрых» NO, показывает адекватное описание рабочего процесса. Кроме того, не требует дополнительной настройки для различных нагрузочных режимов и частот вращения.

1.1. Калибровочные константы модели сгорания для рассмотренных режимов получились следующими: Mixing model parameter (MMP) 1,1 для пилотной и основной порций autoignition model parameter (AMP) 1,1 для пилотной и 0.7 для основной порции (для режима нагрузки 25% и 100%).

1.2. Chemical reaction time = 10000 с и Extinction temperature = 1800 K также одинаковы для обоих исследуемых нагрузочных режимов.

2. Процесс дробления топливного факела тесно связан и оказывает решающее влияние на процесс сгорания, а именно на физическую задержку воспламенения топлива. Для описания этого процесса выбрана модель WAVE с

активным модулем дочерних капель. Функция учета образования дочерних капель – Piecewise parabolic, закон распределения треугольный, в модели данная функция активируется при помощи константы C_6=1.

2.1. Основной константой, влияющей на процесс дробления топливного факела, является константа C_2, значение которой выбрано различным для пилотной и основной порций и для режима нагрузки 100% составило 14 и 3 соответственно, для режима нагрузки 25% – 12 и 3,7 соответственно.

2.2. Закон впрыскивания топлива, для пилотной и основной порций различный. (Скорость впрыскивания топлива была рассчитана на основе осциллограмм, определенных в процессе исследования).

2.3. Для описания процесса нагрева и испарения капель топлива выбрана модель Фролова, как наиболее точная и показавшая хорошую сходимость с экспериментальными данными; модель турбулентности – *k*-ζ-*f*; в качестве уточняющей модели взаимодействия топливного факела со стенкой КС выбрана модель Walljet1; в качестве уточняющей модели физического взаимодействия капель топлива и их ансамблей между собой - Particle interaction model применена модель Шмидта.

2.4. Отдельной трудоемкой и важной задачей для создания расчетной модели рабочего процесса двигателя является создание расчетной сетки. Опытным путем был подобран размер ячейки равный $1 \cdot 10^{-3}$ м; толщина пристеночного слоя $1 \cdot 10^{-4}$ м, (количество пристеночных слоев 3); локальное уточнение расчетной сетки в диапазоне от 80 град. п.к.в. до ВМТ до 40 град. п.к.в. после ВМТ.

Данные мероприятия обеспечили необходимый компромисс между точностью расчета и временем расчета.

3. Шаг расчета изменялся в диапазоне 0,2…0,5 град. п.к.в. в зависимости от происходящего процесса. Для процесса впрыскивания и приготовления топливовоздушной смеси шаг уменьшался, так же как при описании процесса горения и формирования токсичных компонентов ОГ.

В результате валидации компьютерной модели рабочего процесса дизеля, работающего на ДБТ получена комбинация моделей, описывающих процессы

дробления, нагрева, испарения факела топлива, процесс турбулентного движения, процесс сгорания, процессы образования токсичных компонентов отработавших газов, а также калибровочные константы этих моделей, которые могут быть использованы при создании компьютерной модели рабочего процесса аналогичного высоконагруженного дизеля, также, как и рекомендации по созданию расчетной сетки.

ГЛАВА 3. ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВИГАТЕЛЯ ЯМЗ-6566 ПРИ РАБОТЕ НА ДИЗЕЛЬНОМ БИОТОПЛИВЕ

3.1 Цель и программа испытаний

3.1.1 Цель испытаний

Целью испытаний является оценка эффективных, технико-экономических и экологических показателей дизеля в соответствии с Правилами ООН № 85, 24 и 49 (цикл ESC) при его работе нефтяном ДТ и ДБТ, а также определение регулировочных характеристик при работе на ДБТ и выявление оптимальных регулировок топливной аппаратуры.

3.1.2 Задача испытаний

Задачей испытаний является:

- Выявить оптимальные регулировочные характеристики топливной аппаратуры с точки зрения технико-экономических и экологических показателей дизеля при работе на ДБТ;
- Проанализировать возможные сложности и проблемы, связанные с заменой нефтяного ДТ на ДБТ;
- Измерить значения температур и давлений во впускном и выпускном трактах, в системе охлаждения и смазки, массовых расходов топлива и воздуха; токсичных компонентов отработавших газов согласно Правилам ООН №49–04; вести запись параметров топливной аппаратуры по показаниям ЭБУ; произвести расчет параметров эффективности рабочего процесса.

3.1.3 Программа испытаний

Программой испытаний было предусмотрено исследование показателей дизеля при работе на дизельном биотопливе (ДБТ) на режимах внешней скоростной характеристики и на режимах 13-ти ступенчатого цикла ESC, определение регулировочных характеристик по нескольким параметрам. Ниже представлены виды проведенных исследований. Для получения сравнительной базы, исследование показателей дизеля на режимах внешней скоростной характеристики и режимах 13-ти ступенчатого цикла производилось также и на нефтяном ДТ.

1. Исследования дизеля при работе на ДБТ со штатными настройками системы управления топливоподачей.

2. Исследования дизеля при работе на ДБТ с увеличенной цикловой подачей топлива на 14% по массе для обеспечения номинальной мощности соответствующей работе дизеля на нефтяном ДТ.

3. Определение регулировочных характеристик по:

- Давлению впрыскивания в диапазоне 60…160 МПа;
- Углу опережения впрыскивания пилотной порции топлива в диапазоне 11,5…24 град. п.к.в. до ВМТ;
- Углу опережения впрыскивания основной порции топлива в диапазоне 0…13 град. п.к.в. до ВМТ;
- Цикловой подаче пилотной порции в диапазоне 5…10 мг.

3.1.4 Методы испытаний

Испытания двигателя ЯМЗ-6566 проводились на стенде моторного бокса №24 ФГУП «НАМИ», укомплектованном приборами и оборудованием в соответствии с требованиями ГОСТ 14846-2020 [195], Правила ООН № 24-03 [196], Правила ООН № 85 [197], Правила ООН № 49-04 [198] и аттестованными по ГОСТ Р 8.568-2017 [199].

Испытания проводились по методикам, изложенным в ГОСТ 14846-2020 [195]. Выбросы вредных веществ (CO, HC, NO_x,) с отработавшими газами

определялись по методике Правила ООН №49-04 [198], дымности отработавших газов по методике Правила ООН № 24-03 [196].

3.2 Объект испытаний

3.2.1 Описание и технические характеристики дизеля ЯМЗ-6566

Все моторные экспериментальные исследования систем топливоподачи осуществлялись на стенде, оборудованном дизелем ЯМЗ–6566.

Технические характеристики двигателя в базовом исполнении при работе на нефтяном ДТ представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Технические характеристики двигателя ЯМЗ-6566

№	Параметр	Значение
1. Описание и общие характеристики		
1.	Изготовитель	ОАО «Автодизель»
2.	Кодовое обозначение двигателя, присвоенное изготовителем	ЯМЗ-6566
3.	Рабочий цикл	Четырехтактный
4.	Количество и расположение цилиндров	6, V-образное
5.	Диаметр цилиндра/ход поршня	130/140 мм
6.	Рабочий объем двигателя	11150 см3
7.	Степень сжатия	17,5 ± 0,5
8.	Максимальная полезная мощность	197 кВт при 1900 мин$^{-1}$
9.	Максимальная допустимая частота вращения двигателя	2300 мин$^{-1}$
10.	Максимальный полезный крутящий момент	1124 Н*м при 1100...1500 мин$^{-1}$
11.	Агрегат наддува	НПО «Турботехника»
12.	Тип	ТКР-90
13.	Описание системы: газотурбинный наддув двигателя осуществляется одним турбокомпрессором, приводимым энергией выпускных газов, максимальное избыточное давление наддува	82...87 кПа
14.	Теплообменник охлаждения надувочного воздуха	Есть
15.	Электронный блок управления (ЭБУ)	АБИТ М240
2. Система топливоподачи		
16.	Система впрыскивания	Аккумуляторная
17.	Топливный насос высокого давления	ЯЗДА 47.1111005-10

Продолжение таблицы 3.1

№	Параметр	Значение
2. Система топливоподачи		
18.	Топливный аккумулятор	ЯЗДА, 232.1112303, 232.1112304, трубчатого типа, со встроенным датчиком давления топлива
19.	Форсунка	АЗПИ, А-04-011-01 Liebherr, 10144673
20.	Тип	Электроуправляемая с встроенным быстродействующим электромагнитным клапаном
21.	Давление в начальный момент впрыскивания	160 МПа

3.2.2 Описание объекта испытаний

Объектом испытаний является дизель ЯМЗ-6566 с системой питания дизельным биотопливом. На двигатель был установлен модернизированный топливный насос высокого давления (ТНВД) 47.1111010. Фильтр-влагоотделитель предварительной очистки для ДБТ испытывался отдельно от двигателя по программе и методике испытаний (ПМ-4), разработанной на 3-м этапе работ.

Свойства ДТ и ДБТ представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Физические свойства используемых топлив

Показатель	Дизельное топливо, ГОСТ Р 52368-2005 (EN 590:2009) Л/3	Дизельное биотопливо ДБТ (100% МЭРМ*) DIN EN 14214
Низшая теплота сгорания, МДЖ/кг	42,5	37,1
Плотность, кг/м^3, при 20 °С	834	883
Кинематическая вязкость, мм^2/с, при 20 °С	3,0-6,0/1,8-5	8,0
Температура, °С: - помутнения - застывания	 -5.../-25 -1 /-35	 - -8
Цетановое число,	45	48
Йодное число, г/100 г	6,0	-
Кислотность КОН, мг/см^3	0,05	0,5
Температура самовоспламенения, °С	250	230
Содержание по массе, %: - углерода - водорода - кислорода	 86,4 13,6 0,0	 77,5 12,0 10,5

Продолжение таблицы 3.1

Температура вспышки в закрытом тигле, °С	не выше 40	не выше 56

*МЭРМ – метиловый эфир рапсового масла

Нефтяное дизельное топливо и ДБТ, на которых проводилось экспериментальное исследование удовлетворяют ГОСТ Р 52368-2005 [200] на ДТ и стандарту DIN EN 14214 [201] на нефтяное дизельное и дизельные биотоплива соответственно.

Испытания двигателя проводились на моторном масле марки Shell Rimula R4L API CF (CI-4), SAE 15W40.

3.3 Испытательный стенд для проведения экспериментальных исследований

На рисунке 3.1 изображена схема испытательного стенда, указаны места установки датчиков измерения температур и давлений, а также остальное измерительное оборудование.

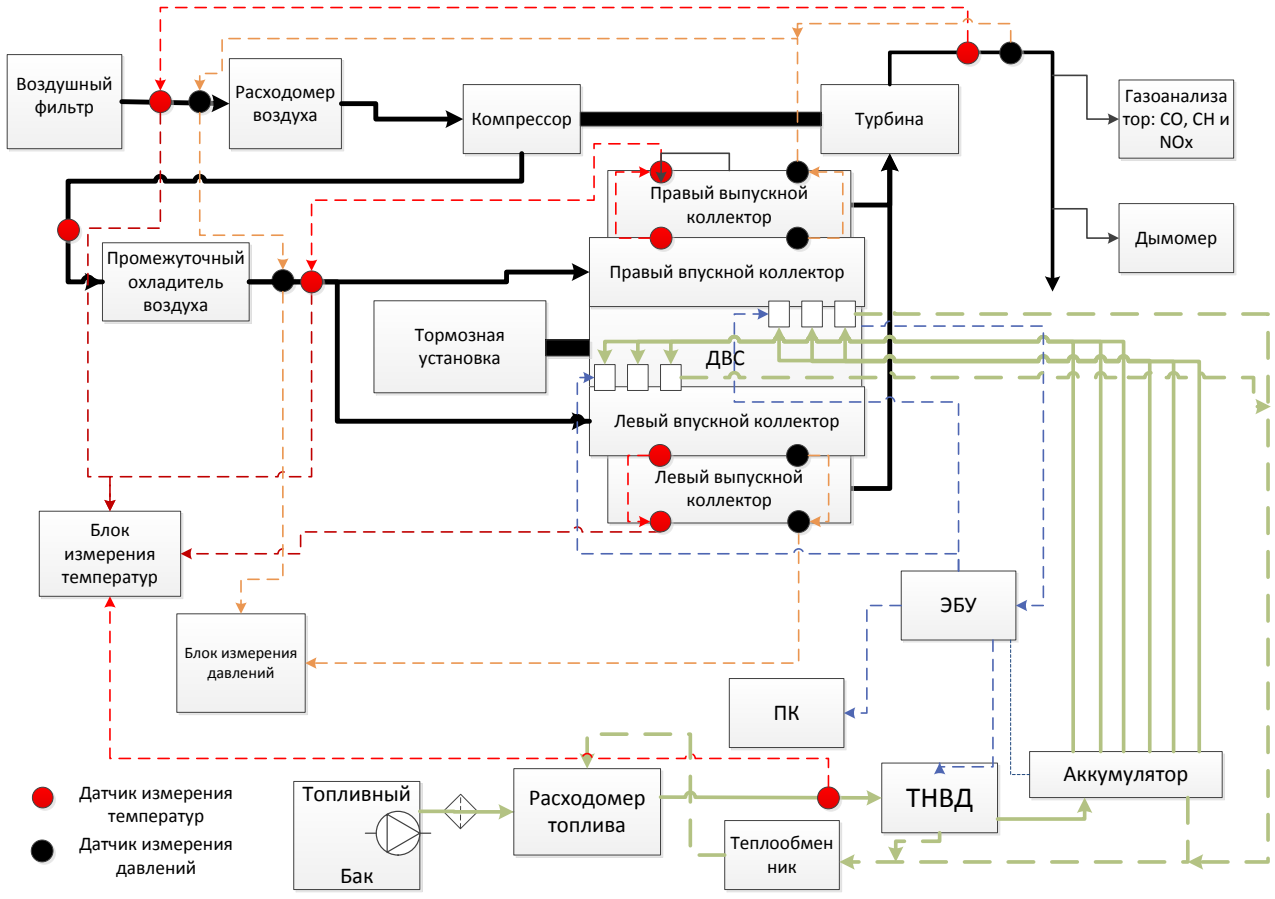


Рисунок 3.1 – Схема испытательного стенда

Топливо хранится в топливном баке, из которого электрическим подкачивающим насосом через фильтр подается в ТНВД, на входе в который установлен датчик измерения температуры. Далее топливо поступает в аккумулятор (топливную рампу), откуда поступает к форсункам под определенным давлением, которое определяется исходя из режима работы дизеля.

Для слива неиспользованного топлива предусмотрены линии возврата топлива из форсунок, аккумулятора и ТНВД, которое поступает обратно в расходомер топлива проходя через теплообменник системы жидкость-жидкость. Сигнал с расходомера преобразуется и выводится на индикатор. Теплообменник необходим для снижения температуры топлива, возвращаемого обратно в бак, так как оно нагревается подвергаясь сжатию в ТНВД. Такие элементы системы питания как ТНВД, форсунки и аккумулятор соединены проводами с электронным блоком управления (ЭБУ), так как есть необходимость контролировать и задавать значение давления в ТНВД, аккумуляторе и продолжительность открытия форсунки. ЭБУ в свою очередь связан с ПК, на который выводятся параметры впрыскивания такие как: УОВТ пилотной порции, УОВТ основной порции, давление впрыскивания, цикловая подача для пилотной и основной порций, расход воздуха и расход топлива и так далее. Система питания воздухом также снабжена датчиками давления и температуры. На впуске воздух проходит через фильтр и далее попадает в расходомер. В магистрали между фильтром и расходомером установлен датчик давления, который измеряет давление вакуума и термопара для измерения температуры воздуха. Далее воздух попадает в компрессор ТРК где сжимается и нагревается, затем попадает в промежуточный охладитель наддувочного воздуха (ОНВ) и во впускной коллектор. Между компрессором и ОНВ установлен датчик температуры, после ОНВ установлен датчик температуры и давления. Датчики измерения температур и давлений так же установлены во впускных и выпускных коллекторах как показано на схеме. Из выпускных коллекторов отработавшие газы попадают в турбину ТРК, далее в приемную трубу и отводятся в атмосферу. После турбины установлены датчики температуры и давления как показано на схеме, также в приемной трубе отведены места забора ОГ

для оценки токсичности по таким компонентам как: CO, CH, NO_x и дымность. Все измерители давлений и температур связаны с блоком измерения давления и блоком измерения температур соответсвенно, на которых выводится информация о величинах на данный момент времени. Фотография испытательного стенда представлена на рисунке 3.2.

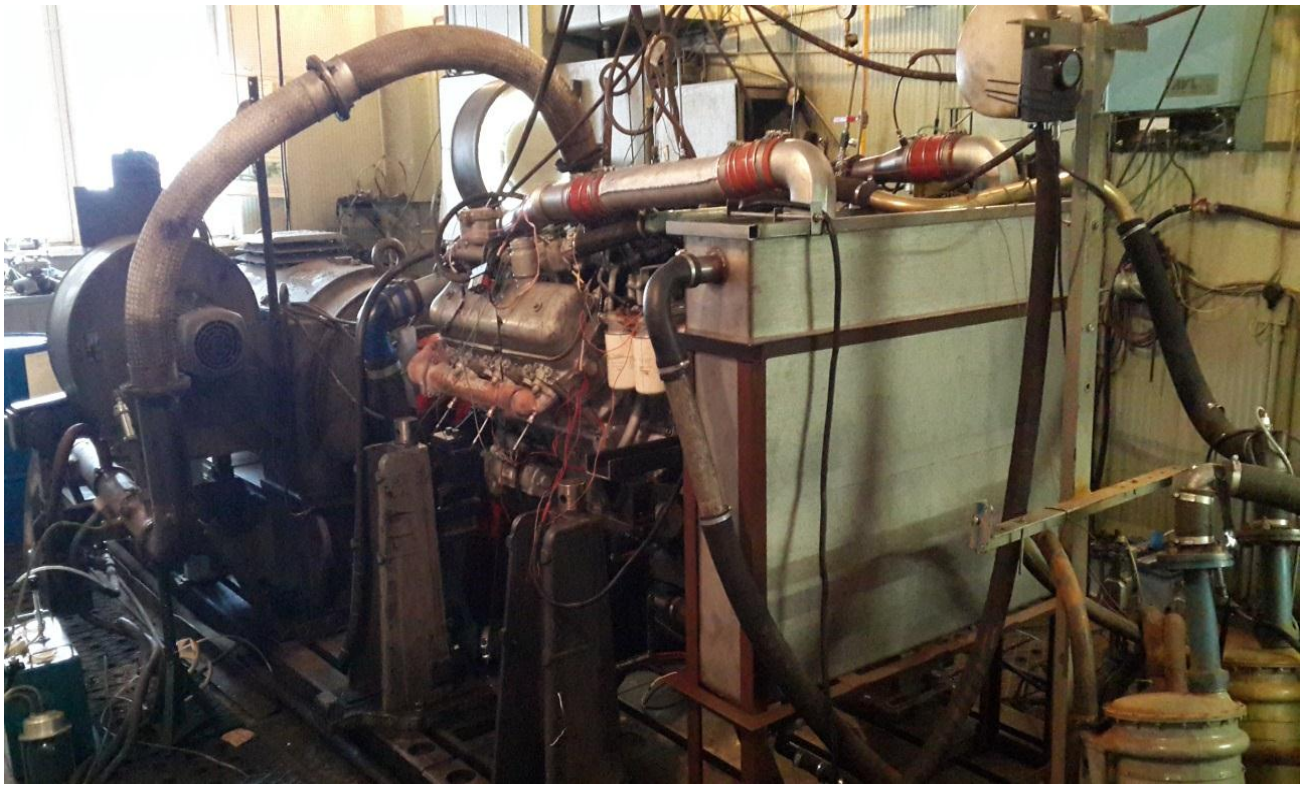


Рисунок 3.2 – Испытательный моторный стенд

Дизель подключен к тормозной установке, которая измеряет крутящий момент и частоту вращения коленчатого вала. Данные по крутящему моменту дизеля выводятся на стрелочный индикатор, закрепленный на тормозной установке, и дублируются на приборах в пультовой, значения частоты вращения коленчатого вала выводятся на приборы в пультовую. В таблице 3.3 представлены характеристики измерительного оборудования.

Таблица 3.3 – Технические характеристики измерительного оборудования

Измеряемая величина	Производитель	Диапазон измерений	Погрешность
Крутящий момент	DS 1146 фирмы «MEZ – VSETIN	0…1600 Н*м	< 1%
Массовый расход воздуха	РГ 1000 электронно-счетный частотомер Ф5035	62…1250 кг/час	0…20% от максимального значения – 2%; 20…100% от максимального значения - 1%
Массовый расход топлива	Расходомером AVL 735 S	0…125 кг/час, 0…160 л/час при плотности 0,75 г/см^3	<0,12% Плотность топлива 0,0005%
Температуры			
ОГ	Термопары	0…800 °С	до 0,625%
Топлива		0…100 °С	до 2%
Давление			
На впуске	Манометр	0…300 кПа	0,3%
На выпуске		0…300 кПа	0,3%
Анализатор NO/NO_x	Beckman "Модель 951 А"	0…250 ppm 0…1000 ppm 0…2500 ppm 0…10000 ppm	±10% ±10% ±10% ±10%
Анализатор углеводородов	Beckman Модель 402	0…10 ppm 0…100 ppm 0…1000 ppm	2% во всем диапазоне шкалы при постоянной температуре
Анализатор оксида углерода	Beckman модель 867	-	1% от предела измерений
Дымность	Дымомер AVL 439	0…100% или 0…10 м$^{-1}$	1%
Система индицирования	IndiSet Advanced GigaBit 642		
	Датчик давления в цилиндре GH14D	0 ... 20 МПа	-

3.4 Описание конструкции разрабатанных компонентов системы питания

3.4.1 Топливный насос высокого давления

В одном агрегате с топливным насосом высокого давления объединены регулятор производительности, топливоподкачивающий насос и полумуфта привода (рисунок 3.3).

В корпусе насоса установлены: кулачковый вал, вращающийся в роликовых подшипниках, толкатели плунжера, секции топливного насоса (отдельные насосные элементы), состоящие из корпусов секции с плунжерными парами, впускными и нагнетательными клапанами, пружинами толкателя и штуцерами, к которым присоединяются топливопроводы высокого давления.

Кулачковый вал имеет 3 промежуточные опоры и установлен с осевым натягом 0,01…0,07 мм, который обеспечивается регулировочными прокладками, установленными между крышкой подшипника и корпусом ТНВД.

Устройство секции ТНВД показано на рисунке 3.4. Плунжер 6 и втулка плунжера 7, седло нагнетательного клапана 12 и нагнетательный клапан 13 являются прецизионными парами, замена которых возможна только комплектно. Плунжер приводится в движение от кулачкового вала 2 через роликовый толкатель 3. Пружина толкателя 5 через нижнюю тарелку пружины 4 постоянно прижимает ролик толкателя к кулачку. Толкатели плунжера удерживаются от разворота фиксаторами, запрессованными в корпус ТНВД.

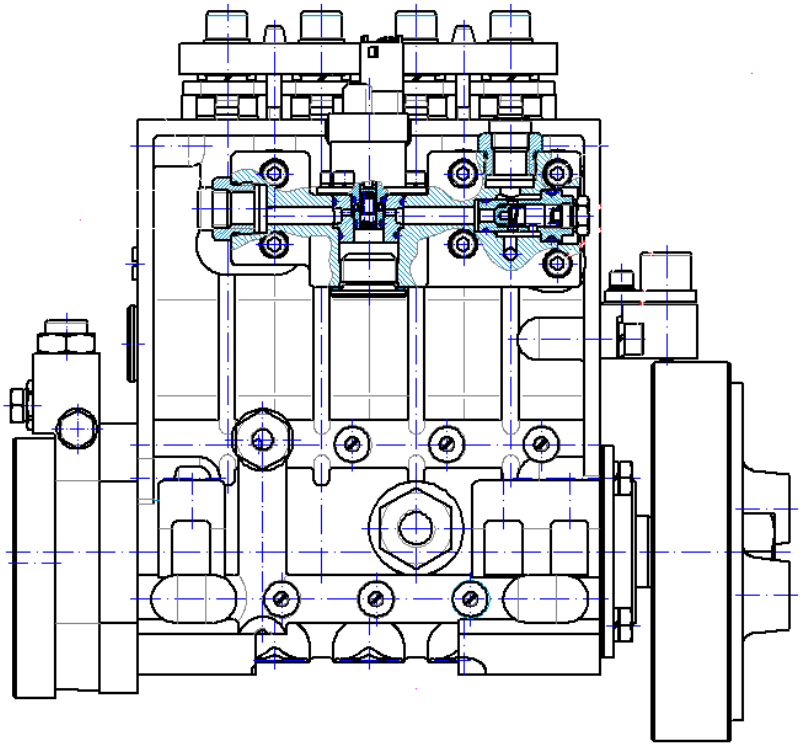


Рисунок 3.3 – Топливный насос высокого давления

Просочившееся через зазор в плунжерной паре топливо, через канавку на внутренней поверхности втулки плунжера и косое отверстие во втулке плунжера отводится в отдельный топливный канал корпуса ТНВД и далее через сливное отверстие в корпусе регулятора производительности по топливопроводу в топливный бак. Туда же отводится просочившееся топливо из полости под штуцером и полости вокруг втулки плунжера и седла нагнетательного клапана.

Канал дренажного топлива и каналы подвода топлива от регулятора производительности разделены между собой уплотнительными резиновыми кольцами, установленными в корпусе секции, и не сообщаются.

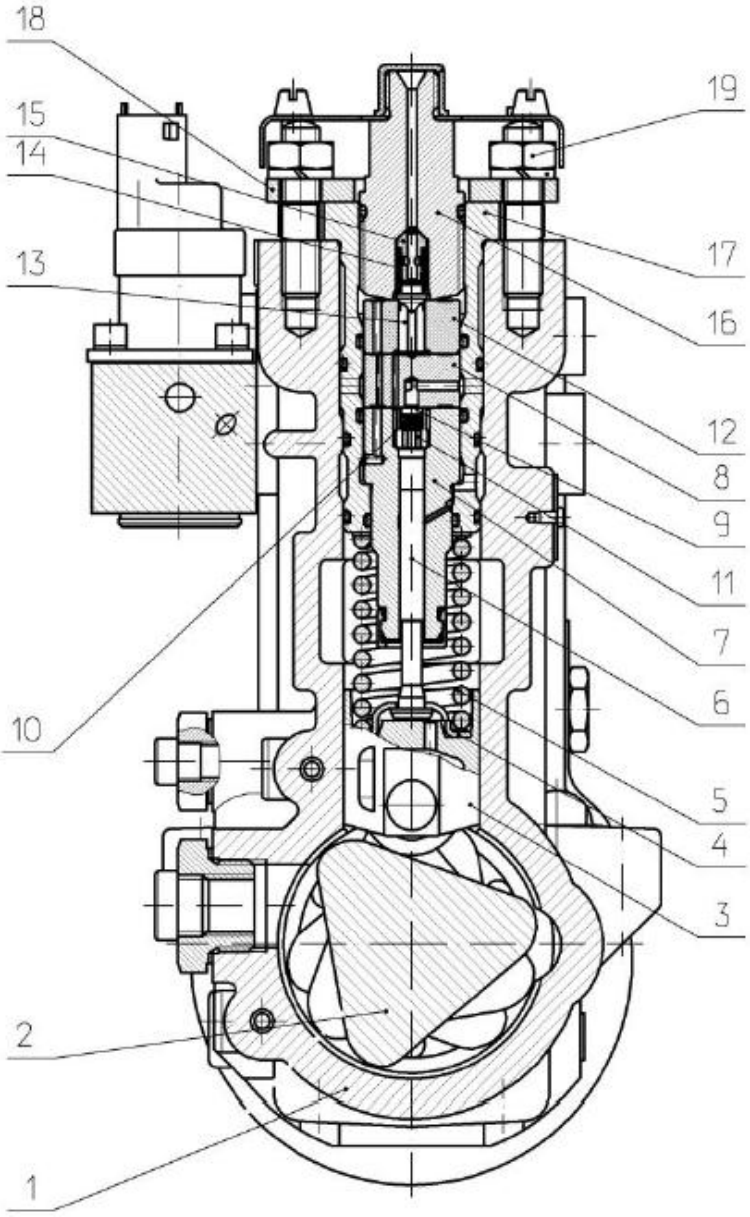
Герметизация зазоров между корпусом секции и корпусом насоса, между втулкой плунжера и корпусом секции, между штуцером и корпусом секции осуществляется уплотнительными резиновыми кольцами.

Смазка оси ролика толкателя и промежуточных опор кулачкового вала и шеек кулачкового вала централизованная от системы смазки двигателя под давлением. Ролик толкателя, втулка ролика и ось ролика смазываются через маслоподводящие каналы в корпусе толкателя и оси ролика.

Подвод смазки осуществляется через резьбовое отверстие в боковой стенке корпуса ТНВД в систему маслоподводящих каналов в корпусе ТНВД к толкателям и опорам кулачкового вала. Слив масла на 5 мм выше уровня оси кулачкового вала.

Работа секции осуществляется следующим образом. При движении плунжера вниз под действием пружины топливо под давлением 2…3 кгс/см2, создаваемым топливоподкачивающим насосом и регулируемым перепускным клапаном, поступает от регулятора производительности через каналы корпуса ТНВД к секциям ТНВД и через открытый впускной клапан в надплунжерное пространство в количестве, определяемом управляемым дросселированием на линии всасывания топлива регулятором производительности (электромагнитным дозатором). При движении плунжера вверх давление топлива возрастает и закрывает впускной клапан, при дальнейшем движении за счёт роста давления происходит открытие нагнетательного клапана, через который топливо поступает

в топливопровод высокого давления к аккумулятору до тех пор, пока происходит движение плунжера вверх.



1 – корпус насоса; 2 – вал кулачковый; 3 – толкатель; 4 – тарелка пружины нижняя; 5 – пружина толкателя; 6 – плунжер; 7 – втулка плунжера; 8 – седло впускного клапана; 9 – клапан впускной; 10 – пружина впускного клапана; 11 – упор впускного клапана; 12 – седло нагнетательного клапана; 13 – клапан нагнетательный; 14 – пружина нагнетательного клапана; 15 – упор нагнетательного клапана; 16 – штуцер; 17 – корпус секции; 18 – фланец нажимной; 19 – гайка.

Рисунок 3.4 – Секция топливного насоса высокого давления

При начале движения плунжера вниз нагнетательный клапан закрывается под действием пружины. Количество топлива, подаваемого ТНВД в аккумулятор, регулируется за счёт дросселирования потока топлива на линии впуска электромагнитным дозатором.

В состав регулятора производительности входят электромагнитный дозатор и перепускной клапан, установленные в общем корпусе, который крепится к корпусу ТНВД. Дозатор включает в себя золотник дозатора (золотниковую пару: корпус золотника и золотник) и электромагнитный привод. Электромагнитный привод, получая команду от электронного блока управления (ЭБУ), перемещает золотник в корпусе золотника, тем самым изменяя проходное сечение, величина которого определяет расход топлива через дозатор (подачу ТНВД). Увеличение подачи происходит под действием пружины. При выключении ЭБУ дросселирующее сечение полностью открыто, что соответствует полной подаче топлива. Перепускным клапаном регулируется давление перед дозатором.

Топливоподкачивающий насос (ТПН) шестерённого типа, предназначен для подачи топлива из топливного бака через фильтры предварительной и тонкой очистки топлива к ТНВД. Производительность ТПН превышает производительность ТНВД, что гарантирует стабильность работы ТНВД. Корпус топливоподкачивающего насоса крепится к задней крышке подшипника ТНВД. В нём размещены: манжета, установленная через шайбу на кулачковом валу к манжете крышки подшипника задней, обводной предохранительный клапан, каналы подвода и отвода топлива. На кулачковом валу на шпонке установлена втулка ведущей шестерни, фиксируемая установочным винтом, и являющаяся приводом ведущей шестерни. Ведущая и ведомая шестерни установлены в корпусе шестерён, который крепится к корпусу ТПН. Блок шестерён, состоящий из корпуса шестерён, ведущей и ведомой шестерён, представляет собой прецизионную сборку, которая не подлежит разукомплектованию, и должна заменяться только комплектно.

Все уплотнительные элементы в ТПН, регуляторе производительности и ТНВД, которые контактируют с топливом, выполнены из материала стойкого к воздействию ДБТ – фторсиликона ФСИ–70М.

3.4.2 Фильтр-влагоотделитель предварительной очистки топлива

Дизельное биотопливо имеет повышенное содержание кислот, воды, высокую температуру замерзания и вызывает коррозию в конструкции фильтра отсутствуют цветные металлы и материалы которые разрушаются контактируя с ДБТ. Все детали фильтра выполнены из полимерных материалов и эластомеров. Для фильтрации ДБТ выбрана конструкция фильтра грубой очистки с водоотделением, электроподогревом и ручным подкачивающим насосом. Топливоподготовка включает в себя многоступенчатый процесс сепарации и фильтрации, обеспечиваемый конструкцией завихрителя и сепаратора завихрителя, что придает фильтру высокую эффективность и высокую пропускную способность.

Для очистки топлива применяются фильтрующие элементы с использованием фильтровального материала с высокими характеристиками грязе- и водоотделения. Фильтрующая штора впаяна в пластиковые крышки, что отвечает современным экологическим требованиям по утилизации отработавших фильтрующих элементов.

Фильтр устанавливается только на всасывающую магистраль, т.е. между топливным баком и подкачивающим насосом, т.к. при установке фильтра между подкачивающим насосом и ТНВД резко снижается эффективность грязе- и водоотделения.

Первая ступень очистки.

Поток топлива после впуска направляется вниз и попадает на систему направляющих лопастей завихрителя, расположенных между наружным и внутренним корпусами фильтра, которые придают ему вращение. Частицы тяжелее топлива (вода, твердые включения и т.п.) начинают отделяться от топлива под действием центробежных сил.

Вторая ступень очистки.

Завихренное топливо попадает в наружные тангенциально расположенные каналы сепаратора-завихрителя 17, где биотопливо интенсивно закручивается и выходит в виде струй направленных вниз вдоль стенки стакана отстойника 5.

При выходе потока дизельного биотоплива из каналов сепаратора-завихрителя 17 и его повороте у стенки стакана отстойника из него под действием центробежных сил начинают отделяться твердые посторонние включения и капельки воды, которые оседают на стенке стакана отстойника 5, стекая по внутренней поверхности стакана отстойника вниз оседают на его дне.

Третья ступень очистки.

Поток топлива направляется вверх через выполненные в завихрителе отверстия, где проходит через сепаратор, выполненный в виде конуса, на поверхности которого, оседают более мелкие капли воды и частиц, которые собираются в более крупные и оседают на дно отстойника. На этой стадии из топлива удаляется до 90% воды и крупных взвешенных частиц.

Четвертая ступень.

Окончательная фильтрация топлива производится фильтрующим элементом, изготовленным из специального материала. Очищенное топливо поступает в выходное отверстие 16.

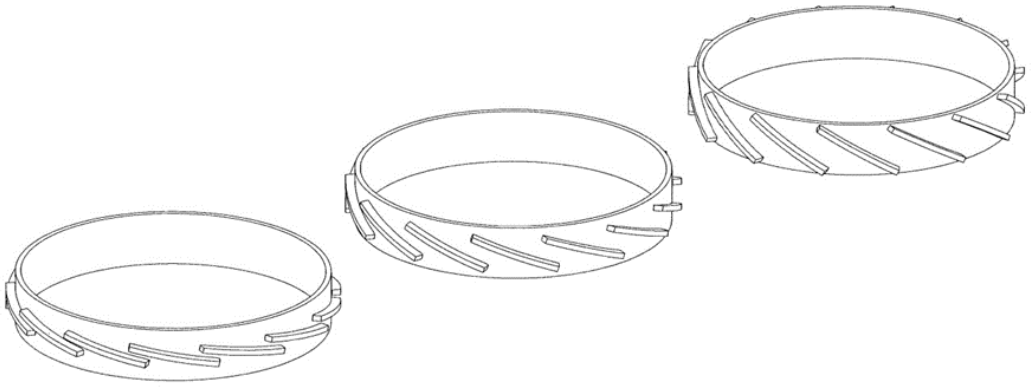
Вариант 1 отличается от варианта 2 конструкцией завихрителя первой ступени очистки дизельного биотоплива.

В варианте 1 первая ступень очистки дизельного биотоплива представляет собой завихритель с системой направляющих лопастей. Разработаны три варианта завихрителя отличающихся друг от друга наклоном лопастей. Наклон лопастей составляет 10, 20 и 30 градусов (рисунок 3.5).

В варианте 2 завихритель первой ступени очистки дизельного биотолива состоит из 8 винтовых лопаток расположенных на внутреннем цилиндре фильтра.

В вариантах 1 и 2 во второй ступени очистки дизельного биотоплива предусмотрены два варианта сепаратора-завихрителя, отличающихся друг от друга конструкцией тангенциально расположенных каналов (рисунок 3.6).

Для подогрева топлива используется электроподогреватель мощностью 350 Вт, который обеспечивает надежную работу фильтра при низких температурах. Подогреватель устанавливается во впускном отверстии, что позволяет разогреть топливо на входе в фильтр. Электроподогреватель автоматически включается при температуре топлива ниже +5 ^{o}C, а при разогретом биотопливе, поддерживает температуру равную +5 ^{o}C. При температуре выше +5 ^{o}C электроподогреватель автоматически выключается. Рабочая температура +35 ^{o}C регулируется термостатом, расположенным в обратной магистрали, по которой обратно идущее от насоса высокого давления, аккумуляторов высокого давления и форсунок теплое топливо подводится к топливному фильтру и находящееся там топливо нагревается. При достижении топливом температуры выше +35 ^{o}C термостат перекрывает подвод топлива к фильтру и направляет его в топливный бак. При эксплуатации транспортных средств в климатических зонах с температурой окружающего воздуха ниже –20 ^{o}C в стакане отстойнике расположено гнездо для установки дополнительного электронагревателя, что обеспечивает более быстрый разогрев топлива. Обслуживание фильтра сводится к периодическому сливу осадка (через сливной кран) и замене фильтрующего элемента предварительной очистки с периодичностью замены элемента фильтра тонкой очистки. При контакте человека с дизельным биотопливом может произойти повреждения кожного покрова. Для исключения контакта с дизельным биотопливом при обслуживании фильтра, на нем предусмотрена установка, в место сливного крана, электромагнитного клапана с дистанционным управлением для слива осадка.



(а) (б) (в)

(а) – наклон лопаток 10 градусов, (б) – наклон лопаток 20 градусов,
(в) – наклон лопаток 30 градусов

Рисунок 3.5 – Завихритель первой ступени, вариант 1

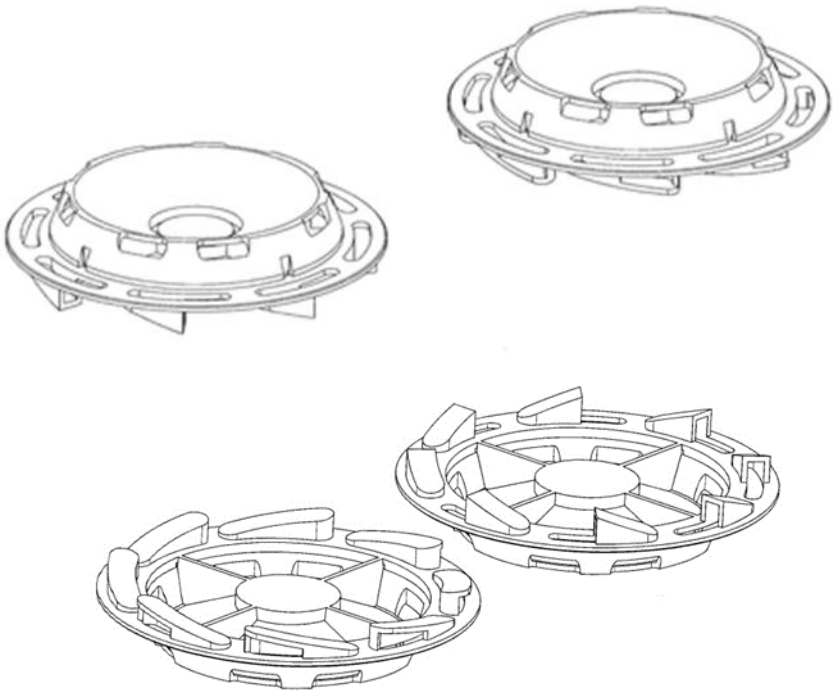


Рисунок 3.6 – Сепаратор-завихритель

Габаритные размеры обоих вариантов фильтра одинаковы

На основе проведенных исследований можно дать следующие рекомендации по модернизации узлов штатной системы топливоподачи.

Топливный насос высокого давления.

Все уплотнительные элементы в топливоподкачивающем насосе, регуляторе производительности и топливном насосе высокого давления, которые контактируют с топливом, должны быть выполнены из материала стойкого к воздействию дизельного биотоплива, например, фторсиликона ФСИ–70М.

Фильтр тонкой очистки топлива.

Фильтрующий элемент фильтра должен быть изготовлен по бесклеевой технологии, допустимо использование бумажных фильтрующих материалов.

Фильтр-влагоотделитель предварительной очистки топлива.

Дизельное биотопливо имеет повышенное содержание кислот, воды, высокую температуру замерзания и вызывает коррозию в конструкции фильтра отсутствуют цветные металлы и материалы, которые разрушаются, контактируя с дизельным биотопливом. Все детали фильтра должны быть выполнены из полимерных материалов и эластомеров. Для фильтрации дизельного биотоплива рекомендуется конструкция фильтра грубой очистки с водоотделением, электроподогревом и ручным подкачивающим насосом. Предлагается использовать разработанную в рамках проекта конструкцию фильтра, в которой топливоподготовка включает в себя многоступенчатый процесс сепарации и фильтрации, обеспечиваемый конструкцией завихрителя и сепаратора завихрителя, что придает фильтру высокую эффективность и пропускную способность.

Топливопроводы низкого давления.

Топливопроводы низкого давления должны быть выполнены из материалов, химически стойких к дизельному биотопливу, например, на основе фторопластов.

Электронный блок управления.

Рекомендуется использовать штатный блок управления, дооборудованный программно-аппаратным переключателем режима работы «дизель-биодизель». В режиме «биодизель» должно обеспечиваться переключение на другую калибровочную таблицу, находящуюся в ПЗУ электронного блока, которая обеспечивает корректную работу дизеля на дизельном биотопливе. Калибровка показателей топливоподачи должна осуществляться на моторном стенде с целью

обеспечения необходимой номинальной мощности и крутящего момента, а также требований по выбросу оксидов азота. Достижение необходимого уровня мощности обеспечивается увеличением цикловой подачи топлива на 12…14%, снижение выброса оксидов азота за счет уменьшения угла опережения впрыскивания основной порции топлива на 2…4 град. п.к.в.

3.5 Результататы проведенного исследования рабочего процесса дизеля ЯМЗ–6566

3.5.1 Результаты испытаний дизеля на ДБТ со стандартными настройками и с увеличенной цикловой подачей по сравнению с ДТ

На приведенных ниже графиках изображены зависимости для параметров при работе на ДТ – **(ДТ)**, ДБТ без изменения настроек топливной аппаратуры – **(ДБТ)** и дизельном биотопливе с увеличенной цикловой подачей на 14% по массе – **(ДБТ УЦП)**. На рисунке 3.7 изображены мощностные и экономические показатели дизеля, на рисунке 3.8 изображены токсичность отработавших газов, степень повышения давления в компрессоре **(π_k)** и степень понижения давления в турбине **($\delta_т$)** на режиме внешней скоростной характеристики (ВСХ).

При переходе на ДБТ наблюдается снижение крутящего момента **(M_m)** и эффективной мощности **(N_e)** по сравнению с ДТ (рисунок 3.7), разница в значении крутящего момента и эффективной мощности составляет 5…11%. Это объясняется более низким значением удельной теплоты сгорания.

Повышение цикловой подачи топлива на 14% позволило добиться увеличения крутящего момента примерно до уровня крутящего момента на ДТ, а при низких и высоких частотах вращения – некоторого превышения на 2…5%. Максимальная мощность на ДТ, ДБТ и ДБТ УЦП равна 200 кВт, 187,1 кВт и 205 кВт соответственно.

Для стандартных регулировок ТА и работе дизеля на ДБТ наблюдается повышение часового расхода топлива **(G_F)** (рисунок 3.7) на 2…5%, это связано с иными физическими свойствами ДБТ, в основном, с более высокой плотностью

ДБТ по сравнению с ДТ (883,2 кг/м^3 и 834,5 кг/м^3 соответственно). Для ДБТ УЦП повышение часового расхода топлива составляет 19% во всем диапазоне частот вращения.

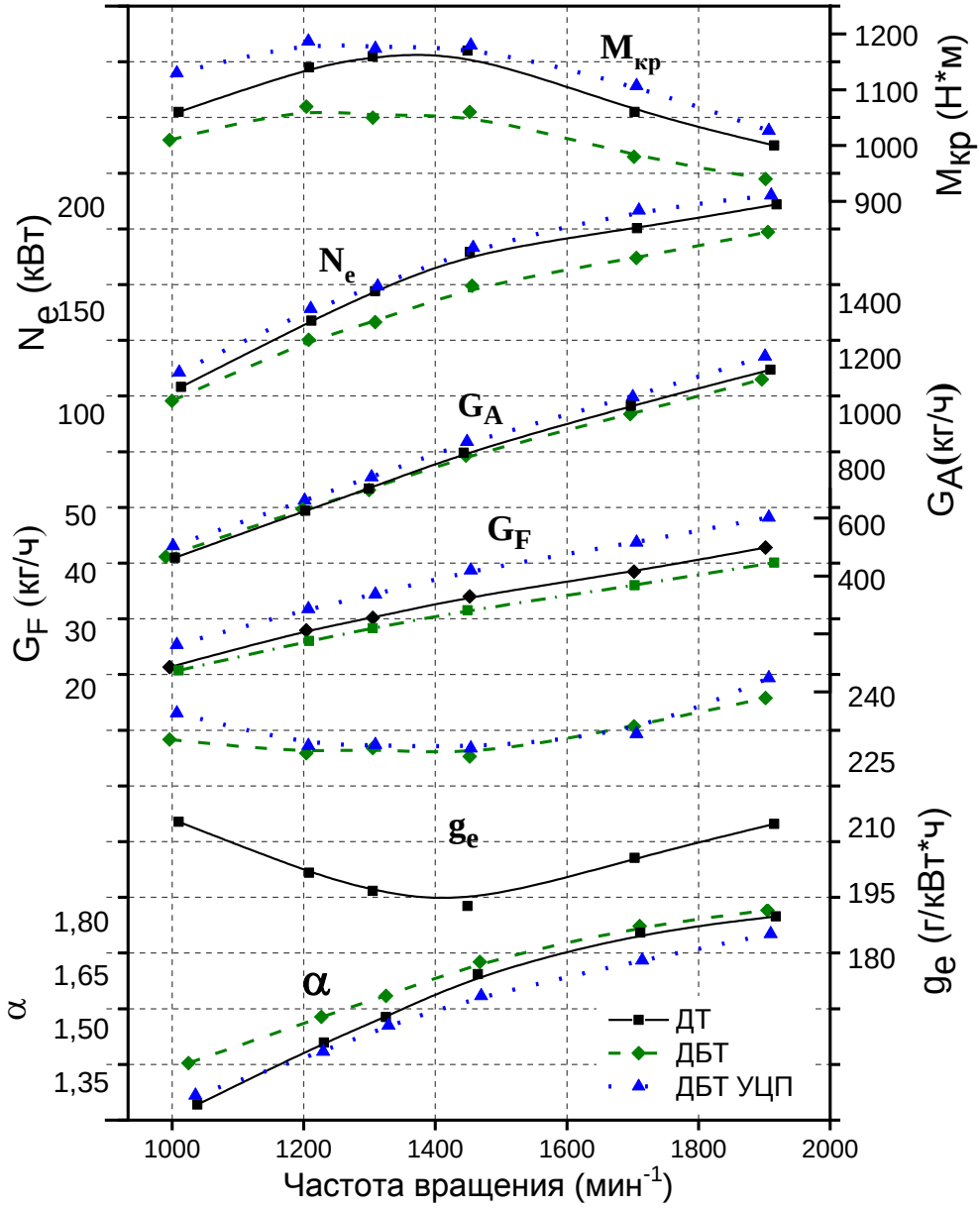


Рисунок 3.7 – Показатели дизеля ЯМЗ-6566 при работе на режиме ВСХ на ДБТ и ДТ

Для ДБТ и ДБТ УЦП удельный эффективный расход топлива **(g_e)** (рисунок 3.7) увеличивается на 9,5…17% и 11…18% соответственно по сравнению с ДТ. Это объясняется более низкой теплотой сгорания ДБТ. Однако стоит отметить, что

удельный эффективный расход для ДБТ УЦП увеличивается при низких и высоких частотах вращения не более чем на 2,5% по сравнению с ДБТ.

Это связано с тем, что при увеличении цикловой подачи возросла эффективная мощность, развиваемая дизелем, но также увеличился и часовой расход топлива.

Значение коэффициента избытка воздуха **(α)** (рисунок 3.7) для ДБТ больше, чем для ДТ на 2…10%, с ростом частоты вращения разница уменьшается. Тот же параметр для ДБТ УЦП меньше, чем для ДТ на 1…4,4%. Самые низкие значения коэффициента избытка воздуха достигаются на ДБТ УЦП. Из-за увеличения часового расхода топлива, за счет повышения производительности турбокомпрессора увеличился массовый расход воздуха **(G_a)**, однако пропускная способность впускного тракта ограничена заложенными характеристиками несмотря на то, что для сгорания одного кг ДБТ требуется 13,3 кг воздуха среднее значение коэффициента избытка воздуха в камере сгорания (КС) оказалось меньше, чем для ДТ. Коэффициент избытка воздуха для ДТ ниже, чем для ДБТ, но выше, чем для ДБТ УЦП, и на режиме максимального крутящего момента составляет 1,66, 1,69 и 1,6 соответственно.

Степень повышения давления в компрессоре (рисунок 3.8) на ДБТ по сравнению с ДТ уменьшилась на 5…7%, это объясняется меньшей теплотой сгорания ДБТ, в результате сгорания порции топлива выделяется меньшее количество энергии, которая в свою очередь влияет на производительность ТКР. Степень повышения давления в компрессоре для ДБТ УЦП меняется незначительно и практически прямо пропорционально частоте вращения.

Концентрация углеводородов (**CH** рисунок 3.8) при работе дизеля на ДБТ выше концентрации CH на ДТ во всем диапазоне частот вращения на 29…153%. Значения концентрации CH для ДБТ УЦП больше, чем для ДТ при частоте вращения: 1000 мин$^{-1}$ и 1300 мин$^{-1}$, разница составляет 6,5…78%, при частотах вращения 1450 мин$^{-1}$ и 1700 мин$^{-1}$ концентрация CH для ДБТ УЦП ниже, чем для ДТ на 29…31%. Концентрация оксида углерода (**CO**) (рисунок 3.8) для ДБТ и ДБТ

УЦП ниже, чем для ДТ во всем диапазоне частот вращения, на 2…30% и 5…24% соответственно.

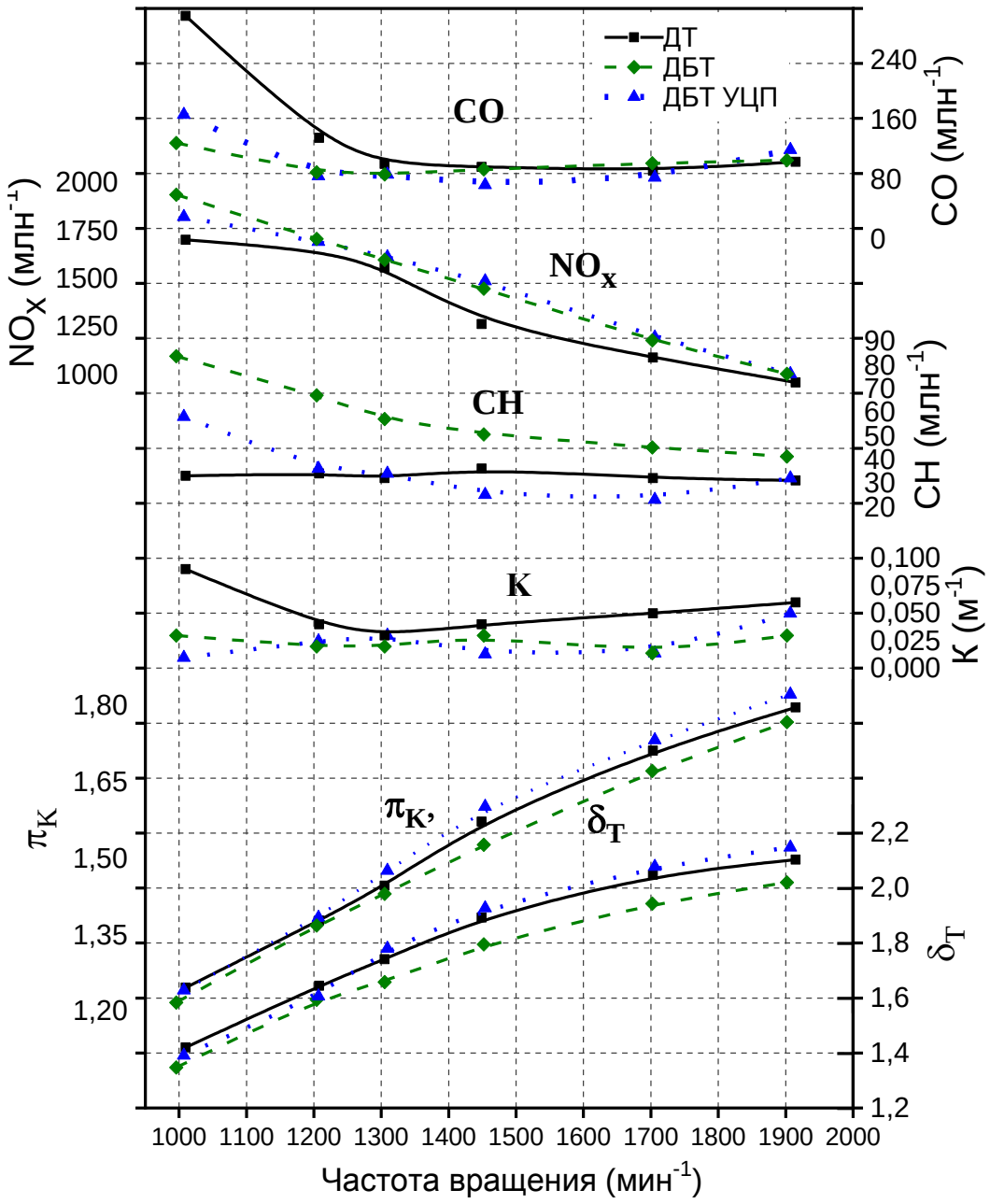


Рисунок 3.8 – Токсичность ОГ, степень повышения давления в компрессоре и степень понижения давления в турбине дизеля ЯМЗ-6566 при работе на режиме ВСХ на ДБТ и ДТ

Значения концентрации NO_x для ДБТ и ДБТ УЦП выше значений той же величины для ДТ в среднем на 2…15%, также наблюдается снижение концентрации NO_x с ростом частоты вращения.

При переходе на ДБТ дымность **(K)** снижается на 3…89%, а при переходе на ДБТ УЦП на 4…71% по сравнению с ДТ. Минимальное значение дымности наблюдается при частоте вращения 1000 мин$^{-1}$ на ДБТ УЦП и составляет 0,01 м$^{-1}$, для ДБТ – 0,03 м$^{-1}$, для ДТ – 0,09 м$^{-1}$.

Далее на рисунках 3.9, 3.10, 3.11 приведены характеристики работы дизеля ЯМЗ-6566 по 13-ти ступенчатому стационарному испытательному циклу ESC (Правила ООН №49), **Тог** – обозначение температуры отработавших газов.

Заметно снижение мощности по сравнению с ДТ для ДБТ на 3…15%, для ДБТ УЦП – увеличение на 2…5%, зависимость от нагрузки проследить сложно.

Часовой расход топлива для ДБТ выше, чем для ДТ на 2…15%, для ДБТ УЦП – на 2…20%. Большие значения соответствуют нагрузке 100%, на частичных нагрузочных режимах превышение не существенно или значения равны.

Удельный эффективный расход топлива для ДБТ выше, чем для ДТ при частоте вращения 1700 мин$^{-1}$ на 8…18%, при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ – на 7…50%, при частоте вращения 1200 мин$^{-1}$ – 2…10%. Большая разница достигается при нагрузке 25%, меньшая – при нагрузке 100%, для частоты вращения 1450 мин$^{-1}$ – наоборот. Удельный эффективный расход топлива для ДБТ УЦП выше, чем для ДТ при частоте вращения 1700 мин$^{-1}$ на 6,5…9,5%, при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ – на 2…15% при частоте вращения 1200 мин$^{-1}$ – на 9…13,5%. Большая разница достигается при нагрузке 100%, меньшая – при нагрузке 25%, для частоты вращения 1200 мин$^{-1}$ – наоборот.

Для ДБТ при частоте вращения 1200 мин$^{-1}$ повышение КПД составляет 3…5%, по сравнению с ДТ, при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ – 3…7%, при частоте вращения 1700 мин$^{-1}$ – 1…4%. Максимальная разница соответствует нагрузке 25%, минимальная – нагрузке 100%. Для ДБТ УЦП при частоте вращения 1200 мин$^{-1}$ повышение КПД составляет 1…5% по сравнению с ДТ, максимальная разница соответствует нагрузке 100%, минимальная – нагрузке 25%. При частоте вращения

1450 мин$^{-1}$ наблюдается повышение КПД на 2…6%, максимальная разница соответствует нагрузке 25%, минимальная – нагрузке 100%.

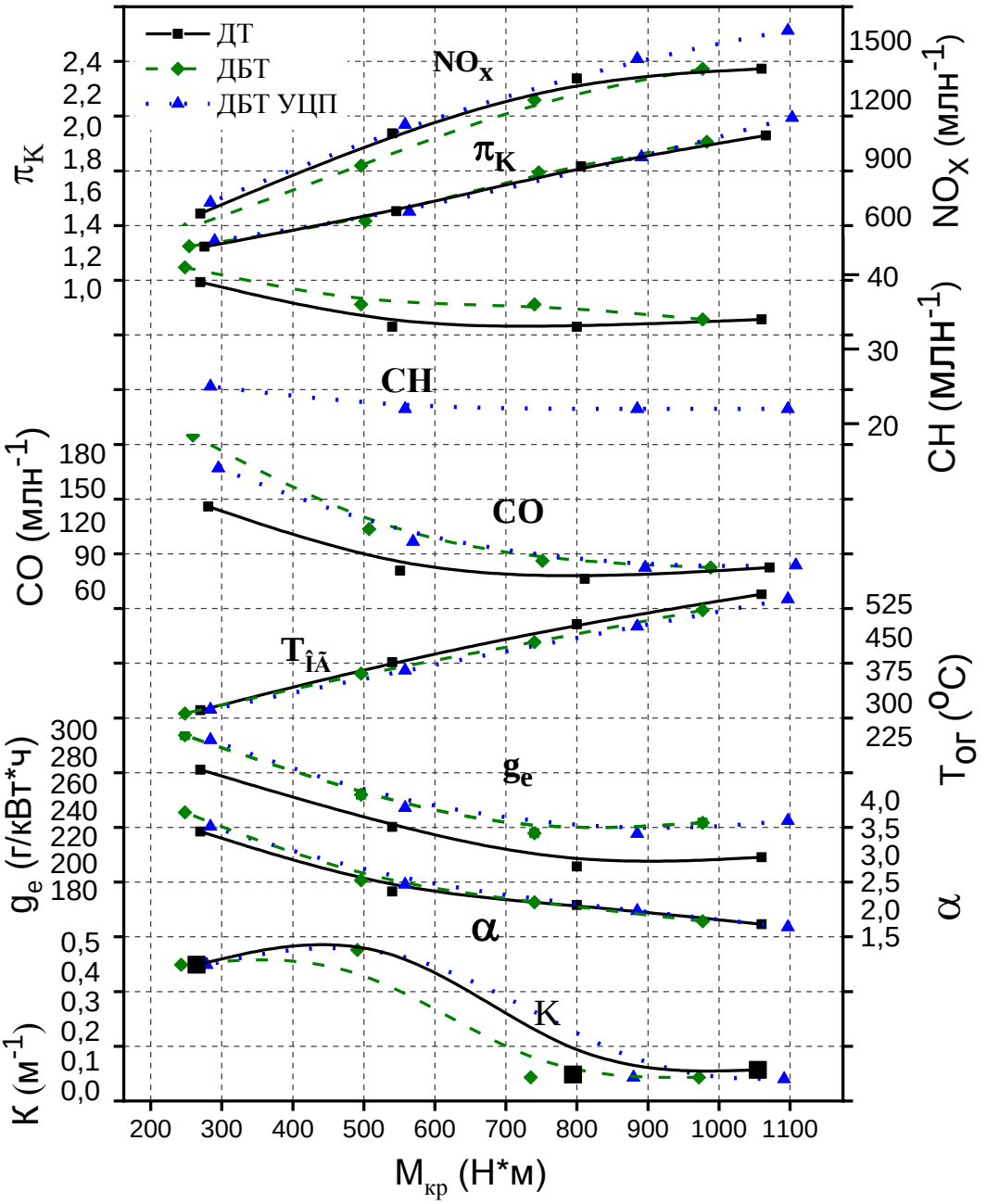


Рисунок № 3.9 – Показатели дизеля ЯМЗ-6566 при частоте вращения 1700 мин$^{-1}$

При частоте вращения 1700 мин$^{-1}$ повышение КПД составляет 2…6%, зависимость от нагрузки проследить сложно.

Для ДБТ при частоте вращения равной 1200 мин$^{-1}$ наблюдается снижение расхода воздуха на 1…4% по сравнению с ДТ, большая разница соответствует большей нагрузке, при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ – на 2…7%. При частоте вращения 1700 мин$^{-1}$ расход воздуха для ДБТ и ДТ практически одинаков и только при нагрузке 100% превышает расход воздуха для ДТ на 3%. Для ДБТ УЦП при частоте вращения равной 1200 мин$^{-1}$ наблюдается повышение расхода воздуха на 2…12% по сравнению с ДТ, большая разница соответствует большей нагрузке. При частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ – повышение на 1…5%, зависимость от нагрузки проследить сложно. При частоте вращения 1700 мин$^{-1}$ – повышение на 5…8,5%, большая разница соответствует меньшей нагрузке.

При частоте вращения 1700 мин$^{-1}$ и 1450 мин$^{-1}$ прирост коэффициента избытка воздуха для ДБТ составляет 2…10% по сравнению с ДТ, для частоты вращения 1200 мин$^{-1}$ – 10…16%. Большие значения соответствуют меньшей нагрузке для всех частот вращения. При частоте вращения 1700 мин$^{-1}$ и 1450 мин$^{-1}$ прирост коэффициента избытка воздуха для ДБТ УЦП составляет 2…6% по сравнению с ДТ. Для частоты вращения 1200 мин$^{-1}$ – 1…4%, а при нагрузке 25% значения коэффициента избытка воздуха для ДБТ УЦП ниже, чем для ДТ примерно на 4%.

Для частоты вращения 1700 мин$^{-1}$ значения линий, соответствующих степени повышения давления в компрессоре для ДБТ и ДТ практически совпадают, для остальных частот можно наблюдать незначительное отличие – не более чем на 4%. Стоит отметить, что при частоте вращения равной 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25%, и при частоте вращения 1200 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% значения данного параметра для ДБТ больше, чем для ДТ, для остальных нагрузочных режимов – меньше. При частоте вращения 1700 мин$^{-1}$ прирост степени повышения давления в компрессоре для ДБТ УЦП по сравнению с ДТ составляет 1…6%, при 1450 мин$^{-1}$ – 1…5%, при 1200 мин$^{-1}$ – 2…12%. Большая разница соответствует большей нагрузке. Стоит отметить, что для частоты вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузки 50% и 75% значения степени повышения давления для ДБТ УЦП ниже, чем для ДТ, а при частоте вращения 1200 мин$^{-1}$ ниже до нагрузки 75% включительно.

Существенное отличие в значениях степени понижения давления в турбине можно наблюдать при частоте вращения 1700 мин$^{-1}$, значения ДБТ ниже, чем для ДТ на 1…8%. Большее значение соответствует меньшей нагрузке. Расхождение кривых при частотах вращения 1450 мин$^{-1}$ и 1200 мин$^{-1}$ не превышает 3%. При частоте вращения 1700 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% значение степени понижения давления в турбине для ДБТ УЦП ниже, чем для ДТ на 6%, далее после достижения нагрузки 75% и 100% - выше примерно на 10%. Расхождение значений при частотах вращения 1450 мин$^{-1}$ и 1200 мин$^{-1}$ не превышает 3%.

Общая картина показывает, что для всех нагрузочных режимов и частот вращения наблюдается снижение концентрации NO_x при переходе с ДТ на ДБТ. Снижение концентрации NO_x при частоте вращения 1700 мин$^{-1}$ составляет 2…12,5%, при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ – 2…10%, при частоте вращения 1200 мин$^{-1}$ – 1…6%. Большая разница соответствует меньшей нагрузке. При переходе на ДБТ УЦП напротив, для всех нагрузочных режимов и частот вращения наблюдается повышение концентрации NO_x. При частоте вращения 1700 мин$^{-1}$ значения концентрации NO_x для ДБТ УЦП выше, чем для ДТ на 3…29%, для частоты вращения 1450 мин$^{-1}$ – на 3…19% (при нагрузке 75% заметно снижение NO_x для ДБТ УЦП на 5%), для частоты вращения 1200 мин$^{-1}$, на 3…12%. Большие значения соответствуют большей нагрузке.

Значения дымности для ДБТ и ДБТ УЦП ниже, чем для ДТ и от нагрузки зависят не существенно. При частоте вращения равной 1700 мин$^{-1}$ значения дымности для ДБТ ниже значений для ДТ на 3…55%, при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ – на 2…66%, при частоте вращения 1200 мин$^{-1}$ – на 20…43%. Для ДБТ УЦП, при частоте вращения равной 1700 мин$^{-1}$ значения дымности также ниже, чем для ДТ на 25…33%, при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% – ниже на 50…84%, при частоте вращения 1200 мин$^{-1}$ – на 20…66%, а при нагрузочных режимах 25% и 100% - выше на 14…25%.

Значения концентрации СН (рисунок 3.8, 3.9, 3.10) для ДБТ выше, чем для ДТ при частоте вращения 1700 мин$^{-1}$ во всем диапазоне нагрузок на 1…9%, при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ – на 9…47%, при частоте вращения 1200 мин$^{-1}$ – на 31…80%.

Для ДБТ УЦП значения концентрации СН при частоте вращения 1700 мин$^{-1}$ выше, чем для ДТ во всем диапазоне нагрузок на 33…42%, при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ – на 19…25%, при частоте вращения 1200 мин$^{-1}$ – на 1…26%. Зависимость от нагрузки практически не наблюдается.

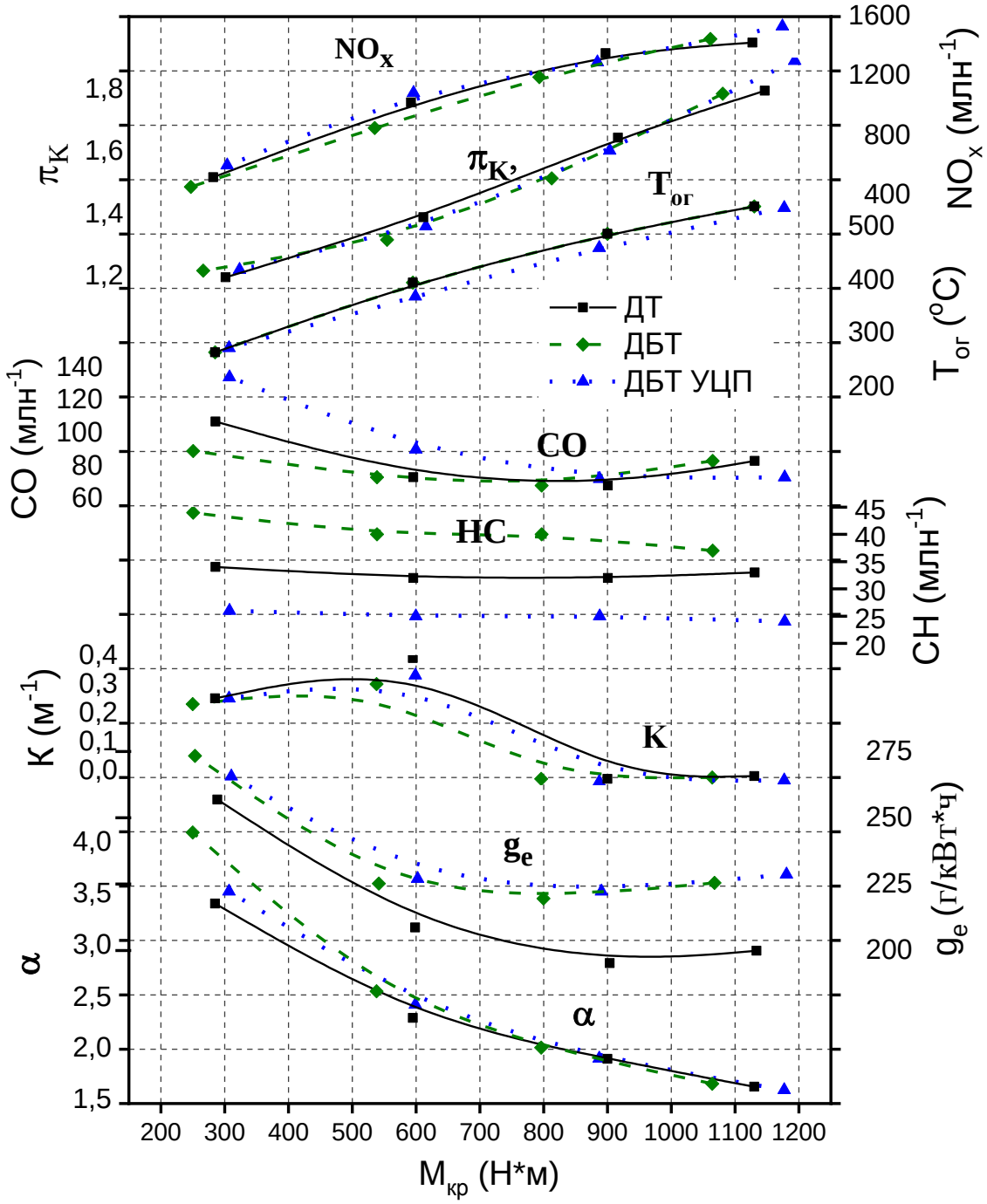


Рисунок 3.10 – Показатели дизеля ЯМЗ-6566 при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$

Значения концентрации CO для ДБТ при частоте вращения 1700 мин$^{-1}$ выше, чем для ДТ на 2…46%, при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ – ниже на 2…17%, при частоте вращения 1200 мин$^{-1}$ – выше на 3…39%. Со снижением нагрузки наблюдается увеличение разницы в значениях данного параметра для всех нагрузочных режимов.

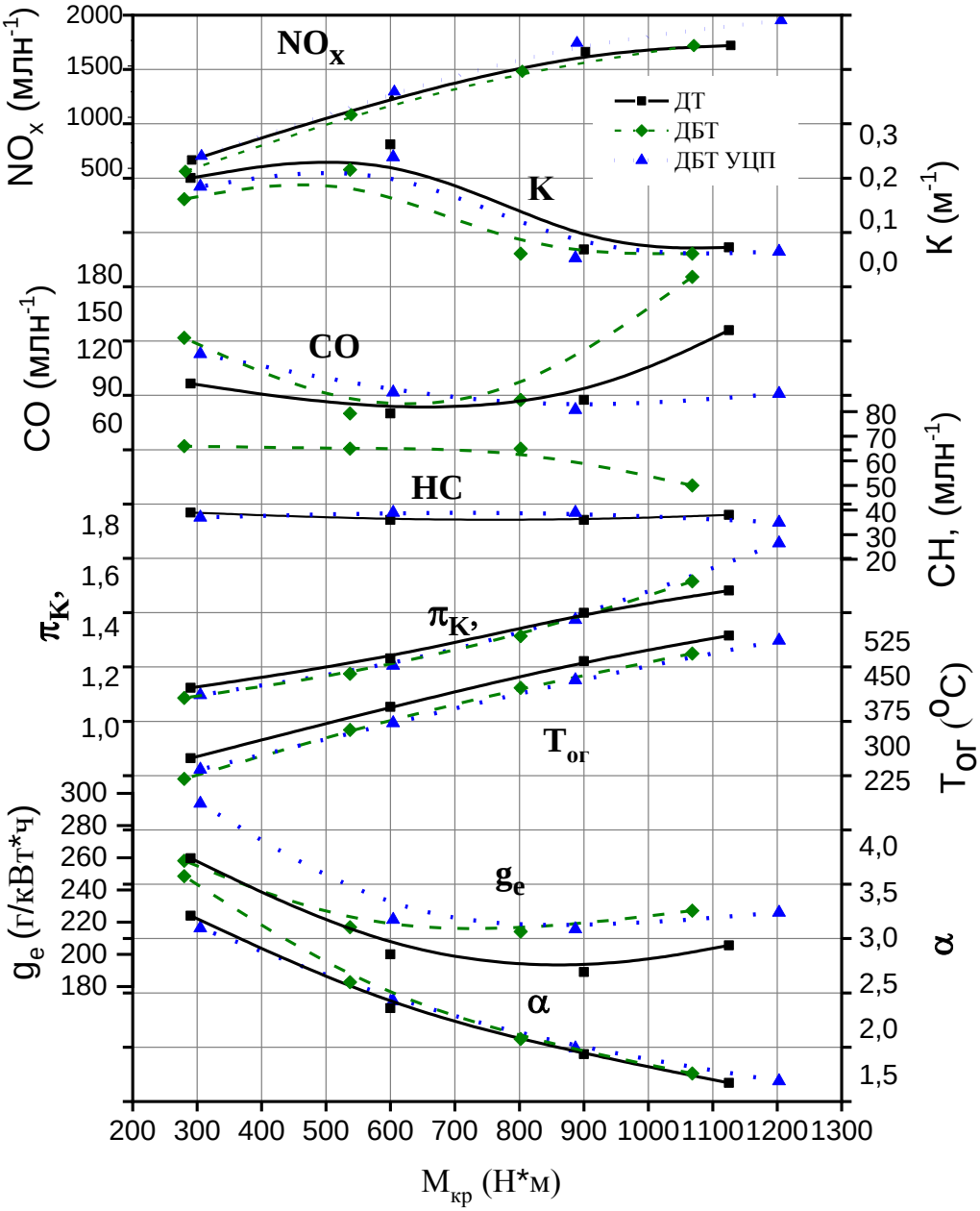


Рисунок 3.11 – Показатели дизеля ЯМЗ-6566 при частоте вращения 1200 мин$^{-1}$

Значения концентрации CO для ДБТ УЦП при частоте вращения 1700 мин$^{-1}$ выше значений для ДТ на 2…25%, при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ – на 2…33% (при нагрузке 100% ниже на 12%), при частоте вращения 1200 мин$^{-1}$ –на 4…35% (при нагрузке 100% ниже на 48%).

Результаты проведенных испытаний подтвердили результаты, опубликованные ранее в «НАМИ», и результаты испытаний, проведенных зарубежным коллегами [27,202…204].

Результаты по токсичности отработавших газов совпадают с испытаниями других исследователей [205…207].

3.5.2 Определение регулировочных характеристик при работе дизеля на дизельном биотопливе

Определение регулировочных характеристик производилось при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузочных режимах 100%, 75%, 50% и 25% от номинальной нагрузки по следующим параметрам:

- давлению впрыскивания в диапазоне 60…160 МПа;
- УОВТ пилотной порции в диапазоне 11,5…24 град. п.к.в. до ВМТ;
- УОВТ основной порции в диапазоне 0…13 град. п.к.в. до ВМТ;
- цикловой подачи пилотной порции в диапазоне 5…10 мг.

Необходимо отметить, что в ходе испытаний изменялся только один параметр из перечисленных, а остальные оставались неизменными.

УОВТ пилотной порции менялся таким образом, что значение УОВТ основной порции оставалось неизменным. Не определялась характеристика для нагрузки 100% от номинальной при УОВТ основной порции равном 12 град. п.к.в. до ВМТ, так как при данном значении параметра превышается допустимое значение максимального давления в цилиндре P_z.

На рисунке 3.12 представлена регулировочная характеристика по давлению впрыскивания топлива из которой видно, что минимум удельного эффективного расхода топлива для всех нагрузочных режимов кроме нагрузки 50% достигается при максимальном давлении впрыскивания в 160 МПа.

Минимальные значения дымности и концентрации NO_x наблюдаются при давлении впрыскивания 60 МПа для всех нагрузочных режимов. Концентрация CO снижается с повышением давления впрыскивания топлива, и при максимальном давлении является минимальной.

Оптимальным давлением впрыскивания топлива, для одновременного достижения минимального значения удельного эффективного расхода топлива и концентрации CO является диапазон 110…130 МПа. Для дымности ОГ – 60…90 МПа, для концентрации NO_x – 60…110 МПа. Также, необходимо отметить, что давление впрыскивания влияет на значение крутящего момента дизеля, для всех нагрузочных режимов наблюдается зависимость очень близкая к прямо пропорциональной. Оптимальным давлением впрыскивания для всех параметров и нагрузочных режимов можно принять диапазон 90…130 МПа.

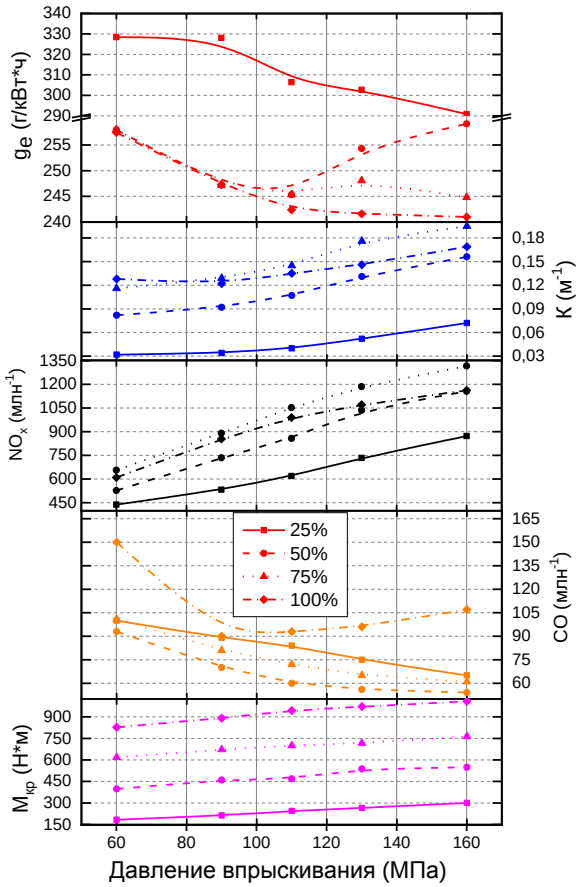


Рисунок 3.12 – Регулировочная характеристика дизеля ЯМЗ-6566 по давлению впрыскивания топлива

На рисунке 3.13 показана регулировочная характеристика по УОВТ пилотной порции. Наиболее значимое влияние УОВТ пилотной порции на величину удельного эффективного расхода топлива характерно для нагрузки 25% и 50%. Минимальные значения данного параметра для нагрузки 25% и 100% наблюдаются при УОВТ равном 24 град. п.к.в. до ВМТ, для нагрузки 50% и 75% - при УОВТ 11,5 град. п.к.в. до ВМТ.

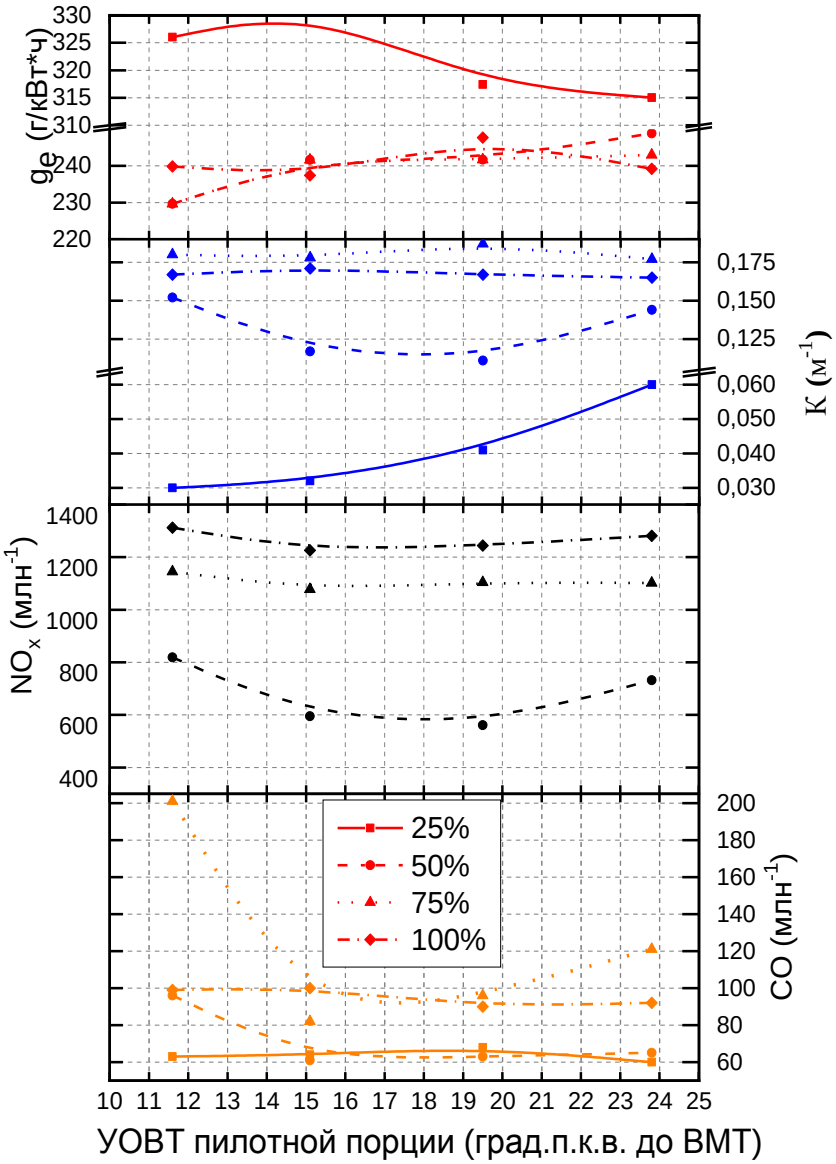


Рисунок 3.13 – Регулировочная характеристика дизеля ЯМЗ-6566 по углу опережения впрыскивания пилотной порции топлива

При нагрузке 100% и 75% значения дымности от УОВТ пилотной порции изменяются не более чем на 3%. Минимальное значение данного показателя для нагрузки 50% наблюдается при значении УОВТ пилотной порции 19,5 град п.к.в. до ВМТ для нагрузки 25% - при УОВТ 11,5 град п.к.в. до ВМТ.

Для концентрации NO_x при нагрузке 75% и 100% от номинальной отличие в значениях заметно только при УОВТ пилотной порции равном 11,5 град. п.к.в. до ВМТ. Минимальное значение для нагрузки 50% наблюдается при УОВТ 19,5 град. п.к.в до ВМТ, для нагрузки 25% - при УОВТ 11,5 град. п.к.в. до ВМТ.

Концентрация СО при нагрузке 100% и 25% практически не зависит от УОВТ пилотной порции. Минимальная концентрация СО при нагрузке 75% и 50% достигается при УОВТ 15,5 град. п.к.в. до ВМТ.

Стоит отметить, что УОВТ пилотной порции на крутящий момент дизеля влияет не существенно, так же, как и на часовые расходы воздуха и топлива.

Оптимальным диапазоном значений УОВТ пилотной порции для снижения удельного эффективного расхода топлива является диапазон 11,5…15 град. п.к.в. до ВМТ. Для показателя дымности ОГ и концентрации NO_x оптимальным можно считать УОВТ пилотной порции равный 15…19,5 град. п.к.в. до ВМТ. Оптимальным УОВТ пилотной порции для снижения выбросов СО является угол 15…24 град. п.к.в. до ВМТ. Оптимальным, с точки зрения всех параметров можно принять УОВТ пилотной порции равный 15 град. п.к.в до ВМТ.

На рисунке 3.14 показана регулировочная характеристика по УОВТ основной порции. Минимальное значение удельного эффективного расхода топлива для нагрузки 25% достигается при УОВТ основной порции равном 12 град. п.к.в. до ВМТ, для нагрузки 50% и 100% от номинальной – при УОВТ 9 град. п.к.в. до ВМТ, для нагрузки 75% – при УОВТ 6 град. п.к.в. до ВМТ.

Минимальные значения дымности ОГ и концентрации NO_x для всех нагрузочных режимов наблюдаются при УОВТ основной порции равном 0 град п.к.в. до ВМТ. Для нагрузочных режимов 75% и 100% изменение УОВТ основной порции топлива оказывает более существенное влияние на значение дымности.

Для нагрузки 25% минимальное значение концентрации CO наблюдается при УОВТ равном 12 град. п.к.в до ВМТ, для нагрузки 50% при УОВТ – 9 град п.к.в. до ВМТ, для нагрузки 75% при УОВТ – 3 град. п.к.в. до ВМТ, для нагрузки 100% – при УОВТ – 0…3 град п.к.в. до ВМТ.

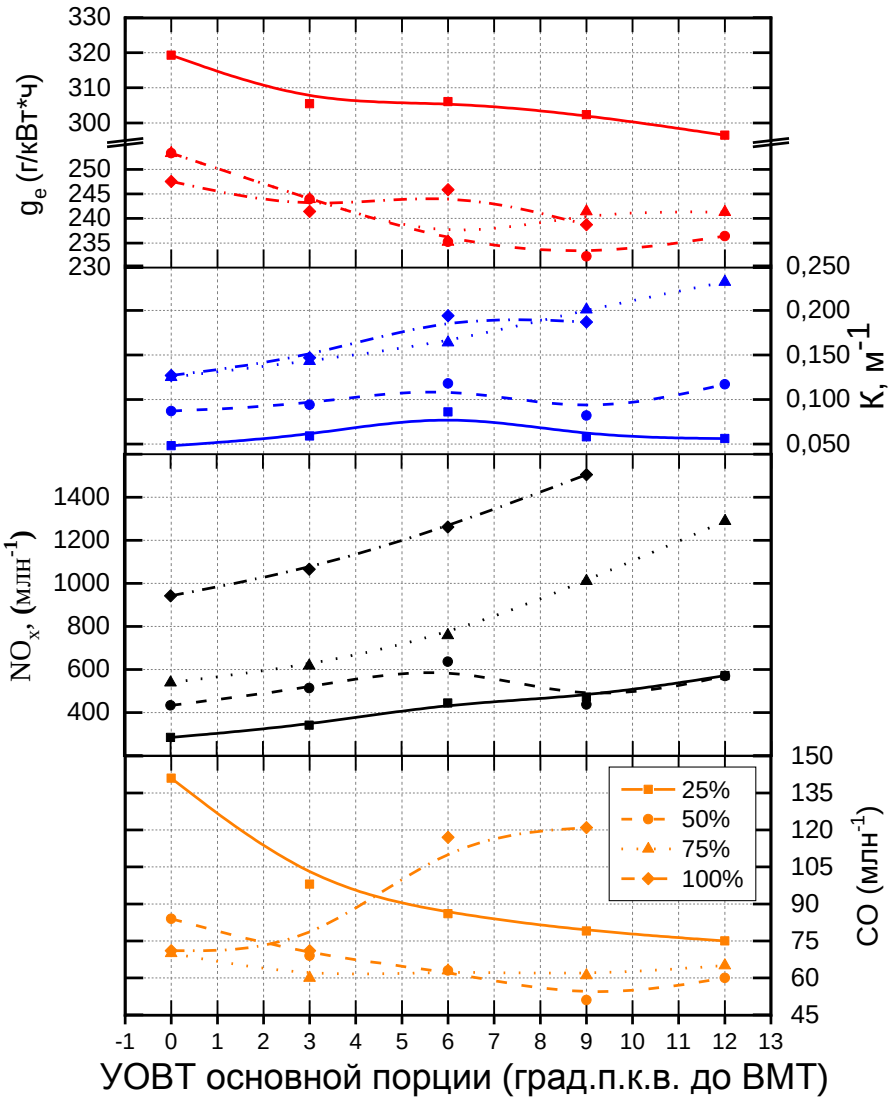


Рисунок 3.14 – Регулировочная характеристика дизеля ЯМЗ-6566 по углу опережения впрыскивания основной порции топлива

Стоит отдельно отметить, что УОВТ основной порции не влияет на крутящий момент и часовой расход топлива, однако при нагрузке 100% и 75% с увеличением УОВТ наблюдается снижение часового расхода воздуха примерно на 5%. Это объясняется снижением температуры отработавших газов.

Так как впрыскивание топлива происходит раньше, то на колесе турбины реализуется меньшее количество работы, это подтверждается снижением давления наддува. Однако, несмотря на это, снижения крутящего момента не происходит, скорее всего это компенсируется более высоким значением максимального давления цикла P_z или более ранним достижением максимума.

Для удельного эффективного расхода топлива оптимальным можно принять значение УОВТ основной порции равное 6…9 град п.к.в. до ВМТ. Для дымности и концентрации NO_x оптимальным является значение УОВТ в диапазоне 0…3 град. п.к.в. до ВМТ, для концентрации CO можно принять диапазон 3…6 град. п.к.в. до ВМТ. Однако при УОВТ основной порции 0 град. п.к.в. до ВМТ значение удельного эффективного расхода топлива неприемлемо высокое, поэтому для оптимизации всех вышеописанных параметров стоит выбирать диапазон близкий к 3…9 град. п.к.в. до ВМТ.

На рисунке 3.15 показана регулировочная характеристика по массе пилотной порции. Минимальное значение удельного эффективного расхода топлива для всех нагрузочных режимов, кроме нагрузки 25%, наблюдается при массе пилотной порции равной 5 мг. Значения дымности при нагрузке 100% и 75% от массы пилотной порции практически не зависят. Наиболее заметное влияние пилотной порции на дымность ОГ можно видеть при нагрузке 50% и 25%, минимальные значения наблюдаются при массе пилотной порции 5 мг. Минимальные значения концентрации NO_x наблюдаются при массе пилотной порции равной 5 мг, а концентрации CO – при массе пилотной порции 7 мг. Компромиссным решением при выборе массы пилотной порции для всех нагрузочных режимов можно считать значение 5 мг.

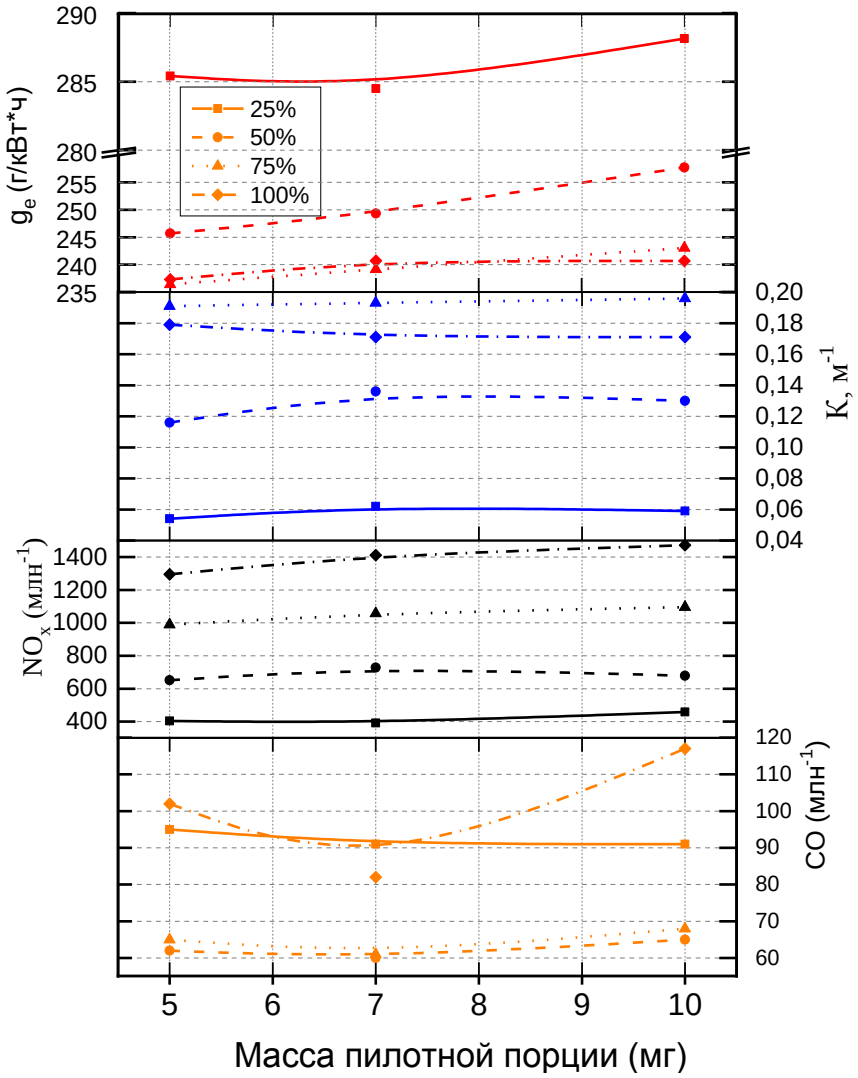


Рисунок 3.15 – Регулировочная характеристика дизеля ЯМЗ-6566 по массе пилотной порции

Проведенные в разделе 3.5.1 испытания показали, что применение ДБТ в качестве топлива позволяет добиться снижении концентрации NO_x в среднем на 20%, дымности на 20…50%. Однако концентрация токсичных компонентов отработавших газов существенно зависит от режима работы дизеля, так, например, концентрация NO_x для ДБТ выше, чем для нефтяного ДТ только на режиме номинальной мощности, на частичных нагрузочных режимах этот показатель ниже. На снижение токсичности отработавших газов оказывают влияние не только иные физические и химические свойства ДБТ, но и тот факт, что цикловая подача на ДБТ была равна цикловой подаче на ДТ. Одним из решающих факторов является

более низкая теплота сгорания ДБТ, теплотворная способность единицы массы, впрыснутого в КС топлива оказалась меньше, и как следствие оказалась ниже температура сгорания, ниже мощность дизеля, ниже концентрация NO_x, это подтверждается расходом топлива, который на режимах частичных нагрузочных режимов для ДБТ оказался равен или ниже расхода топлива на ДТ. Данные эксперимента подтверждаются результатами испытаний, проведенными авторами [208…210]. При повышении цикловой подачи ДБТ на 14% по массе можно наблюдать снижение дымности по сравнению с ДТ на 42…66%, однако при этом концентрация NO_x оказывалась выше, чем для ДТ на 6…11%. Снижение дымности при работе дизеля на ДБТ объясняется химическим составом ДБТ, а именно наличием кислорода в молекуле биотоплива [211,212].

Результаты испытаний, представленных в разделе 3.5.2, свидетельствуют о том, что наблюдается зависимость дымности и концентрации NO_x в отработавших газах от регулировочных параметров топливной аппаратуры. Например, с повышением давления впрыскивания топлива повышается дымность отработавших газов и концентрация NO_x. В опубликованных исследованиях также были получены похожие результаты нетипичного взаимоотношения концентрации NO_x и дымности отработавших газов [213,214]. Возможно, причиной этому служат иные физико-химические свойства ДБТ, в результате горения которого, преобладающий в классическом случае термический механизм образования NO_x уменьшает свое влияние, а вместо него преобладает механизм образования «быстрых» NO_x. Кроме того на повышение дымности ОГ с увеличением давления впрыскивания могут оказывать влияние 2 фактора: конструктивные особенности распылителя форсунки (оптимальное значение давления впрыскивания при данной конструкции распылителя для ДБТ с иными физико-химическими свойствами составляет менее 130 МПа) и тот факт, что в данном эксперименте измеряется только дымность отработавших газов, и не учитывается массовая концентрация и размер взвешенных частиц, который изменяется в зависимости от дробления топливного факела, на которое оказывает непосредственное влияние давление впрыскивания.

Анализируя регулировочную характеристику по УОВТ основной порции топлива, можно видеть, что с увеличением УОВТ наблюдается снижение удельного эффективного расхода топлива, повышение концентрации NO_x и снижение концентрации CO, что свидетельствует об увеличении эффективности рабочего процесса.

При анализе регулировочной характеристики по УОВТ пилотной порции можно наблюдать оптимальный регулировочный диапазон значений для получения минимального удельного эффективного расхода топлива, это объясняется тем, что в данном диапазоне регулирования значения УОВТ пилотной порции организуются оптимальные условия, обеспечивающие эффективное сгорание топлива, впрыснутого с основной порцией. Также подтверждается тем, что при тех же значениях УОВТ пилотной порции наблюдается минимальные значения CO, что свидетельствует о высокой полноте сгорании топлива, и возможно, о снижении максимальной температуры сгорания. Оптимальным значением УОВТ пилотной порции для ДБТ является 15 град. п.к.в., а для ДТ – 22 град. п.к.в. Оптимальное значение массы пилотной порции равное 5 мг одинаковое для ДТ и для ДБТ.

Наиболее значимыми параметрами, из исследованных, повлиявшими на рабочий процесс дизеля, оказались давление впрыскивания топлива и УОВТ основной порции. Оптимальными значениями для ДБТ являются 90… 130 МПа и 3…9 град. п.к.в. до ВМТ, соответственно, для ДТ: 125…160 МПа и 5,7…7,4 град. п.к.в. до ВМТ. Снижение удельного эффективного расхода топлива с увеличением давления впрыскивания объясняется тем, что улучшается процесс смесеобразования и сгорания, этим также объясняется увеличение крутящего момента, развиваемого дизелем.

Таким образом для данного конкретного двигателя, укомплектованного данным конкретным оборудованием, можно выделить ряд рекомендаций: необходимо снижать давление впрыскивания топлива примерно на 30 МПа, уменьшать УОВТ основной порции топлива примерно на 3 град. п.к.в., пилотной порции – на 7 град. п.к.в. В противном случае может повысится жесткость работы

дизеля, увеличится токсичность отработавших газов, снизится топливная экономичность. За счет увеличения давления впрыскивания целесообразно добиваться снижения удельного эффективного расхода топлива и повышения крутящего момента дизеля, а за счет оптимальной комбинации УОВТ пилотной и основной порций, а также массы пилотной порции – снижения токсичности ОГ. Однако, стоит учесть тот факт, что одновременно со снижением токсичности ОГ происходит увеличение удельного эффективного расхода топлива, поэтому подбор параметров топливоподачи стоит производить комплексно в зависимости от поставленной задачи. Также стоит учитывать, что для каждого нагрузочного режима необходимо индивидуально подбирать оптимальное сочетание параметров топливоподачи. Например, на режиме 100% нагрузки от номинальной, приоритет стоит отдавать увеличению крутящего момента. Для режимов частичных нагрузок, следует выбирать значения параметров, обеспечивающих минимальную концентрацию NO_x и дымность ОГ. Выбор оптимального сочетания параметров топливоподачи позволит обеспечивать высокие технико-экономические показатели, удовлетворение действующих экологических нормативов при конвертировании дизелей для работы на дизельном биотопливе.

Для получения более подробной информации о влиянии параметров топливоподачи на изменение токсичности отработавших газов дизеля, работающего на ДБТ необходимы дальнейшие исследования, в том числе методами математического компьютерного моделирования рабочего процесса дизеля. Еще большее снижение дымности отработавших газов возможно за счет применения поствпрыска. Ожидается, что поствпрыск будет создавать дополнительное перемешивание воздушного заряда и продуктов сгорания в камере сгорания дизеля, тем самым, способствуя догоранию сажи, кроме того, на режимах высокой нагрузки дробление цикловой подачи на несколько частей должно способствовать гомогенизации заряда [215…217]. Перспективным представляется применение ДБТ в двигателях с новыми рабочими процессами: HCCI (гомогенное сгорание с воспламенением от сжатия), PCCI (сгорание предварительно перемешанного

заряда с воспламенением от сжатия) и LTC (сгорание при пониженных температурах).

3.6 Выводы по главе 3

1. Проведено экспериментальное исследование рабочего процесса дизеля ЯМЗ-6566, работающего на нефтяном ДТ и дизельном биотопливе;

2. В результате исследования измерены показателя на внешней скоростной характеристике:

2.1. При замене нефтяного ДТ на дизельное биотопливо со штатными настройками ТА удалось получить: снижение крутящего момента на 6…11%, максимальная разница достигается при частоте 1450 мин$^{-1}$; увеличение удельного эффективного расхода топлива на 11…17%, наибольшая разница достигается при средних частотах вращения; увеличение КПД, не превышающее 3%; увеличение концентрации NO_x на 5…16%; снижение дымности на 30…40%;

2.2. После увеличения цикловой подачи ДБТ (на 14% по массе) удалось достигнуть уровня эффективной мощности и крутящего момента равного соответствующим параметрам при работе на ДТ на средних частотах вращения (1300…1450 мин$^{-1}$), на низких и высоких частотах вращения – превысить значение крутящего момента на ДТ до 3%; увеличения удельного эффективного расхода топлива на 11…17%, наибольшая разница достигается при средних частотах вращения; увеличение КПД не превышает 3%; увеличение концентрации NO_x на 5…16%, зависимость от частоты вращения проследить сложно; снижение дымности в диапазоне 30…40%.

3. В результате исследования дизеля на режимах 13-ти ступенчатого цикла Правил ООН №49–04 измерены характеристики:

3.1. При замене нефтяного ДТ на ДБТ со штатными настройками ТА удалось получить: увеличение удельного эффективного расхода топлива в среднем на 7…10% для всех частот вращения наибольшая разница заметна при нагрузке 50…75% от номинальной; увеличение КПД, наиболее заметно на низких нагрузках и составляет в среднем около 8%; снижение концентрации NO_x, на 6…12%,

максимальная разница заметна при нагрузке 50…75% от номинальной, с повышением частоты вращения разница увеличивается; снижение дымности на 30…70%, наибольшая разница достигается на нагрузочных режимах 50…75%, зависимость от частоты вращения проследить сложно;

3.2. После увеличения цикловой подачи ДБТ (на 14% по массе) удалось получить: увеличение удельного эффективного расхода топлива в среднем на 7…10% для вех частот вращения наибольшая разница заметна при нагрузке 50…75% от номинальной; увеличение КПД наиболее заметно на низких нагрузках и составляет в среднем около 4%; увеличение концентрации NO_x на 2…12%, при увеличении нагрузки разница возрастает; снижение дымности на 30…70%, наибольшая разница достигается при нагрузочных режимах 50…75%, зависимость от частоты вращения проследить сложно.

4. На основе полученных регулировочных характеристик на ДБТ определены оптимальные параметры топливоподачи с точки зрения топливной экономичности и токсичности ОГ:

4.1. Оптимальным диапазоном давления впрыскивания является 90…130 МПа; Оптимальным значением УОВТ основной порции является диапазон 3…9 град. п.к.в. до ВМТ; оптимальным значением УОВТ пилотной порции 15 град. п.к.в.; оптимальное значение массы пилотной порции составило 5 мг.

5. При адаптации дизеля для работы на дизельном биотопливе предлагается максимальная степень унификации со штатной системой питания нефтяным дизельным топливом. Отличительными особенностями системы являются модернизированные для работы на дизельном биотопливе топливный насос высокого давления и фильтр предварительной очистки топлива. Модернизации подвергается также алгоритм управления и программное обеспечение электронного блока управления двигателем.

ГЛАВА 4. ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОГО ГОРЕНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО БИОТОПЛИВА С ЦЕЛЬЮ УЛУЧШЕНИЯ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ ПРИ ПОМОЩИ КОМПЬЮТЕРНОЙ МОДЕЛИ В ТРЕХМЕРНОЙ ПОСТАНОВКЕ

Устройство современной топливной аппаратуры дизелей позволяет управлять стратегией впрыскивания топлива, тем самым влияя на рабочий процесс. Технически, топливная аппаратура типа Common rail позволяет осуществлять до 7 впрыскиваний. На данный момент Common rail является наиболее распространенным типом топливной аппаратуры, так как из-за разделения узлов топливной аппаратуры по функциям позволяет достигать необходимого быстродействия и регулировать УОВТ, массу и давление впрыскивания в широком диапазоне для каждой порции отдельно. За счет регулирования данных параметров и впрыскивания нескольких пилотных порций топлива можно организовать рабочий процесс, так называемого низкотемпературного горения и повысить долю кинетического горения, что позволит снизить концентрацию NO, выбросы ВЧ и добиться повышения топливной экономичности. Влиять на рабочий процесс для снижения токсичности отработавших газов можно за счет применения альтернативных топлив, известно, что кислородосодержащие топлива снижают выбросы ВЧ, за счет увеличения доли выгорания сажи [218,219].

Одним из наиболее близких, по своим физическим и химическим свойствам, альтернативных топлив к нефтяному дизельному топливу является дизельное биотопливо на основе метиловых эфиров растительным масел. Таким образом добиться совершенствования рабочего процесса планируется за счет двух основных факторов: определения оптимальной стратегии впрыскивания топлива, а также применения метиловых эфиров рапсового масла в качестве альтернативного топлива.

Для проведения исследования влияния параметров многостадийного впрыскивания дизельного биотоплива на рабочий процесс целесообразно

воспользоваться компьютерной моделью дизеля, созданной в программном комплексе AVL Fire, так как микроконтроллер, установленный на двигателе, не позволяет впрыскивать более двух порций топлива и изменять диапазон УОВТ пилотной порции более 20 град. п.к.в. до ВМТ. Без добавления второй пилотной порции и больших значений УОВТ пилотных порций нет возможности организовать и исследовать низкотемпературное сгорание непосредственно на моторном стенде. При проведении исследования на компьютерной модели нет ограничений по количеству пилотных порций и их УОВТ, также, как и для количества порций поствпрыска и угла начала поствпрыска, и в общем по любому регулировочному параметру топливоподачи. Кроме того, компьютерное моделирование снижает время работы на моторном стенде на этапе доводки рабочего процесса двигателя.

4.1 Цель и задачи оптимизационного исследования

Целью данной главы является определение оптимального значения параметров многостадийного впрыскивания (количество порций, их масса и углы впрыскивания) позволяющего снизить концентрацию NO_x, удельные выбросы ВЧ, не допустив снижения топливной экономичности дизеля.

Для выполнения поставленной цели необходимо **выполнить следующие задачи:**

1. Определить режимы работы дизеля для проведения теоретического исследования.

2. Сформировать план теоретического исследования влияния параметров ТА на рабочий процесс дизеля.

3. Оценить два подхода проведения теоретического исследования:

3.1. Последовательное (пошаговое) изменение каждого параметра. Пошагово изменяется один из регулировочных параметров ТА и по мере нахождения его оптимального значения на следующем шаге исследования определяется оптимальное значение следующего параметра;

3.2. Изменение каждого параметра ТА в режиме планирования эксперимента. Данный подход подразумевает создание расчетной сетки для двух и более параметров, где с заданным заранее шагом происходит расчет нескольких значений одного регулировочного параметра, соответствующих одному значению другого регулировочного параметра.

4. Определить оценочные показатели (с помощью которых будет оцениваться эффективность рабочего процесса и формирование токсичных компонентов отработавших газов).

5. По результатам расчета произвести анализ влияния параметров топливоподачи на рабочий процесс.

6. Определить закономерность влияния каждого регулировочного параметра ТА на рабочий процесс дизеля, дать рекомендации.

План исследования должен удовлетворять следующим требованиям:

- На каждом этапе исследования должен изменяться только один параметр топливоподающей аппаратуры, а остальные оставаться неизменными;
- Цикловая подача должна оставаться неизменной;
- Должен быть определен диапазон изменения и шаг для каждого параметра ТА;
- Впрыскивание порций топлива должно осуществляться последовательно. Исходя из условия наличия одной форсунки на цилиндр в исследуемом двигателе.

Оценочные показатели можно разделить на показатели, отображенные в **абсолютных величинах:**

- *Скорость тепловыделения, Дж/град. п.к.в.* По графику скорости тепловыделения можно определять начало сгорания пилотной и основной порции, а также количество предварительно смешанного заряда и оценивать долю кинетического и диффузионного горения;
- *Начало сгорания топливовоздушной смеси, град. п.к.в. до ВМТ.* Характеризует отрицательную работу сжатия;

- *Продолжительность сгорания (ПС), град. п.к.в.* Позволяет опосредованно оценить долю гомогенизации смеси при преимущественно диффузионном типе горения, выражена в град. п.к.в;
- *Жесткость работы дизеля* (dP/dφ), МПа/град. п.к.в;
- *Концентрация* NO_x, млн$^{-1}$;
- *Удельные выбросы ВЧ*, мг/кг топлива.

И **показатели**, отображенные в **относительных величинах,** то есть в процентах относительно значений соответствующих параметров базового расчета:

- *Количество выделившейся теплоты Q.* Характеризует полноту сгорания топлива, %;
- *Мольная доля CO.* Характеризует долю использования окислителя и полноту сгорания топлива, %;
- *Работа сжатия* ($A_{сж}$)**.** Характеризует собой работу, затраченную на сжатие. Представляет из себя площадь под индикаторной диаграммой до ВМТ;
- *Индикаторная работа цикла* (A_i)**.** Представляет из себя разницу площади под индикаторной диаграммой и двух площадей до ВМТ.

Режимы работы дизеля

Для проведения численного исследования выбрано 2 режима работы дизеля: режим 100% и 25% нагрузки от номинальной при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$**.** Данные режимы являются режимами 13-ти ступенчатого испытательного цикла ESC, их выбор обусловлен высокими весовыми коэффициентами этих режимов в 13-ти ступенчатом цикле ESC (по Правилам №49 ООН).

План оптимизационного исследования

Оптимизационное исследование с изменением регулировочных параметров ТА проведено после валидации компьютерной модели рабочего процесса по экспериментальным данным. На основе анализа литературы первой главы настоящей работы решено добавить вторую пилотную порцию и одну порцию поствпрыска, таким образом регулировочные параметры ТА, оптимизацию которых необходимо провести получились следующими:

- Изменение УОВТ первой и второй пилотных порций в диапазоне 70...10 град п.к.в. до ВМТ с шагом 5 град. п.к.в;
- Изменение массы пилотных порций в диапазоне 3,5...28 мг с условием равенства пилотных порций;
- Изменение угла начала поствпрыска в диапазоне 0…40 град. п.к.в. после ВМТ с шагом 5 град. п.к.в;
- Изменение массы порции поствпрыска в диапазоне 3,5...14 мг.

Диапазон изменения УОВТ пилотных порций выбран с целью увеличения доли гомогенизации смеси, а, следовательно, кинетического горения, которое должно способствовать снижению концентрации NO_x и удельных выбросов ВЧ. Повышение доли горения гомогенной смеси, с локальным коэффициентом избытка воздуха большим, чем локальный коэффициент избытка воздуха при горении (в большей степени) гетерогенной смеси (за счет увеличения зоны в КС, занимаемого предварительно смешанным зарядом) позволит снизить максимальные значения локальных температур в КС, а также вероятно и максимальную температуру цикла. Ожидается получить снижение доли невыгоревшего топлива за счет более рационального использования окислителя и свободного кислорода. Повышение индикаторной работы цикла ожидается получить за счет снижения физической задержки воспламенения для доли рабочей смеси (повышение доли кинетического горения), и тем самым обеспечить снижение длительности горения смеси, в частности пилотной(ых) порции(ий). Также, повышение индикаторной работы цикла возможно за счет снижения отрицательной работы, затраченной на сжатие. Данное решение основано на анализе литературы, описанной в первой главе настоящей работы, который подтверждает эффективность процесса низкотемпературного горения в дизелях для одновременного снижения концентрации NO_x и удельных выбросов ВЧ. Увеличение массы пилотной(ых) порций еще в большей степени может способствовать повышению доли гомогенной рабочей смеси, а, следовательно, доли кинетического горения, с другой стороны - может повышать отрицательную работу сжатия. Применение поствпрыска должно способствовать дроблению основной порции на большее

количество частей с целью организации более полного сгорания топлива, более рационального использования окислителя и содержащегося в нем кислорода, что должно снизить удельные выбросы ВЧ с отработавшими газами дизеля и увеличить КПД. Однако применение поствпрыска может иметь обратный эффект, либо оказаться недостаточно эффективным мероприятием для нагрузочного режима 25% от номинальной нагрузки при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$.

Режим работы дизеля при нагрузке 100% от номинальной характеризуется одной пилотной порцией, массой 14 мг с УОВТ равным 20,7 град. п.к.в. до ВМТ и одной основной порцией, массой 127,22 мг и УОВТ равным 5,3 град. п.к.в. до ВМТ. Данный режим рассчитан с использованием компьютерной модели, валидирован, основываясь на результатах экспериментальных данных и является базовым расчетом, с результатами которого сравниваются результаты оптимизационного исследования.

Допущение о подаче пилотной порции сделано на основе анализа индикаторной диаграммы, диаграммы скорости тепловыделения, а также предположения о том, что форсунка, рассчитанная на значения цикловой подачи до 250 мг, не может точно дозировать малые порции топлива, и скорее всего реальное значение пилотной порции превышает 5 мг. Это предположение подтверждается результатами расчета, по которым видно, что количество выделившегося тепла при сгорании пилотной порции на 5% ниже, чем по результатам эксперимента, что может быть связано с различной массой впрыскиваемого топлива, разницей в значении низшей теплоты сгорания топлива в библиотеке топлив Fire и реального топлива, а также погрешностью расчетов.

4.2 Теоретическое исследование внутрицилиндровых процессов дизеля, работающего на ДБТ при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% от номинальной

4.2.1. Оптимизация угла опережения впрыскивания пилотных порций

В процессе исследования изменялось только значение УОВТ сначала первой пилотной порции, затем второй. Остальные параметры топливоподачи, такие как УОВТ основной порции, а также масса пилотных и основной порции оставались без изменений. Масса каждой пилотной порции составила 14 мг, общая масса цикловой подачи осталась неизменной и равной 141,22 мг. При оптимизации УОВТ 2-й пилотной порции, значение УОВТ 1-й пилотной порции по результатам оптимизации выбрано и установлено равным 50 град. п.к.в до ВМТ. Диаграммы топливоподачи представлены на рисунках 4.1 и 4.2.

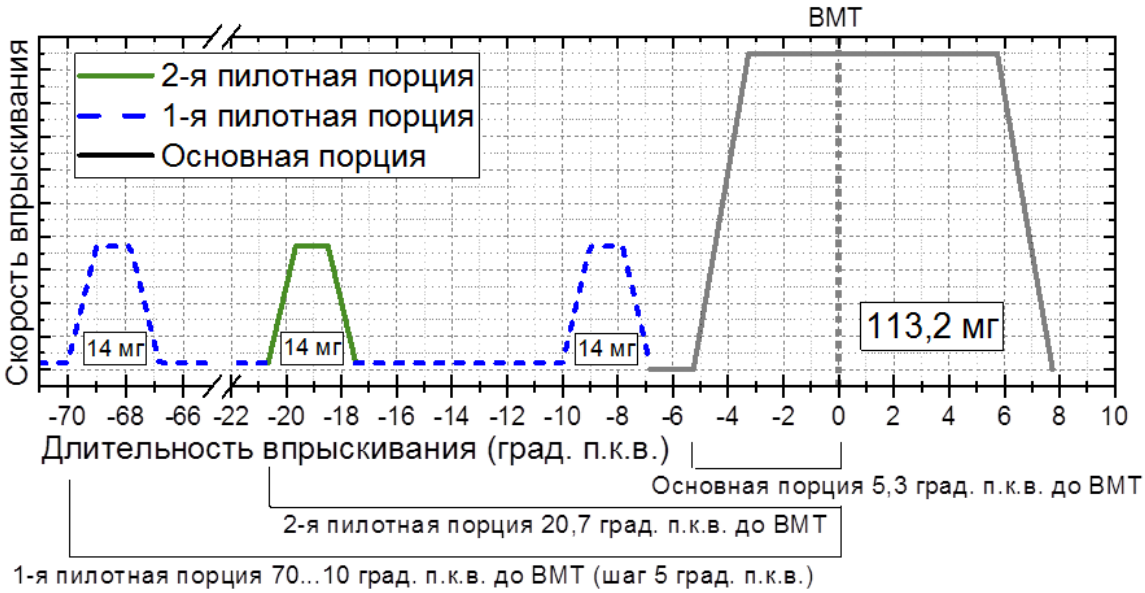


Рисунок 4.1 – Диаграмма топливоподачи при оптимизации УОВТ первой пилотной порции

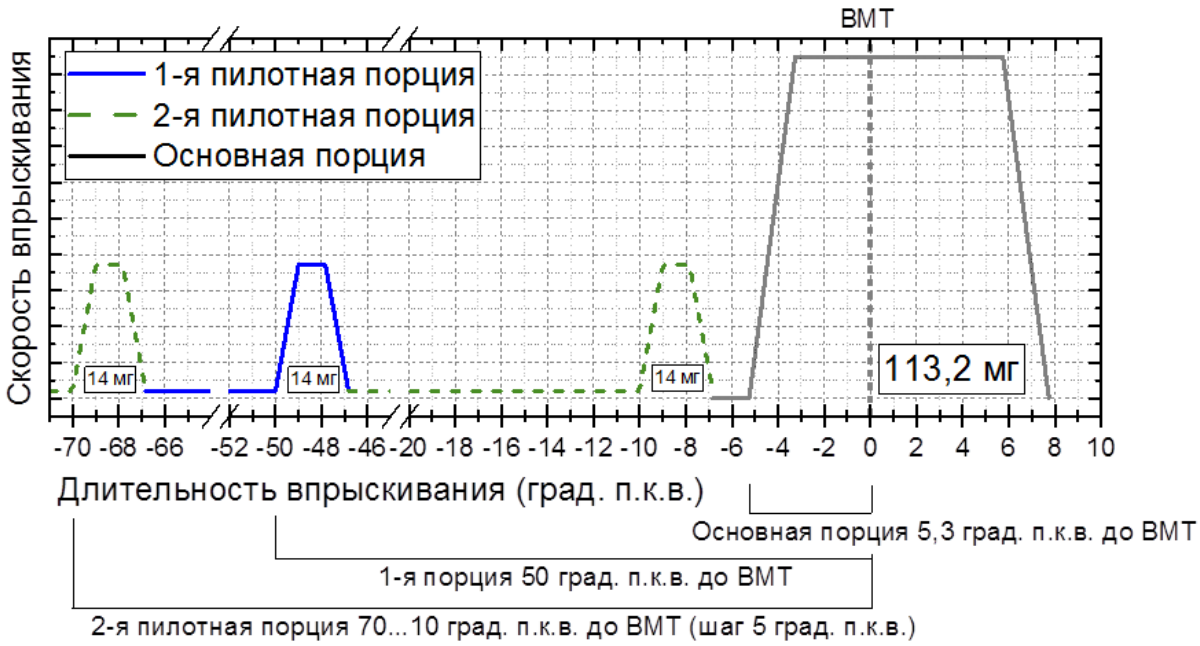


Рисунок 4.2 – Диаграмма топливоподачи при оптимизации УОВТ второй пилотной порции

На рисунке 4.3 изображены графики зависимости (сверху вниз) индикаторной работы за цикл, жесткости работы дизеля, удельных выбросов ВЧ и концентрации NO_x от УОВТ первой и второй пилотных порций. Значения регулировочных параметров ТА и оценочных параметров можно увидеть в Приложении Б, в таблице Б.1 указаны диапазон изменения УОВТ 1–й пилотной порции, значение УОВТ 2–й пилотной порции и результаты расчета оценочных параметров рабочего процесса дизеля, а в таблице Б.2, Приложения Б, – аналогичные параметры для оптимизации УОВТ 2–й пилотной порции. Результаты каждого оценочного параметра для базового расчета отмечены на всех графиках красной штриховой линией как граничные условия для проведения оптимизации.

Как видно из графиков, изображенных на рисунке 4.3, синей линией изображены результаты оптимизации УОВТ 1–й пилотной порции (УОВТ 2–й пилотной порции равен 20,7 град. п.к.в. до ВМТ), зеленой – 2–й пилотной порции (УОВТ 1–й пилотной порции равен 50 град. п.к.в. до ВМТ). В диапазоне изменения УОВТ 1–й пилотной порции 70…60 град. п.к.в. до ВМТ наблюдается плавное увеличение индикаторной работы за цикл, далее при уменьшении УОВТ до 25 град.

п.к.в. происходит плавное уменьшение индикаторной работы до достижения минимального значения, составляющего около 99% от значения базового расчета.

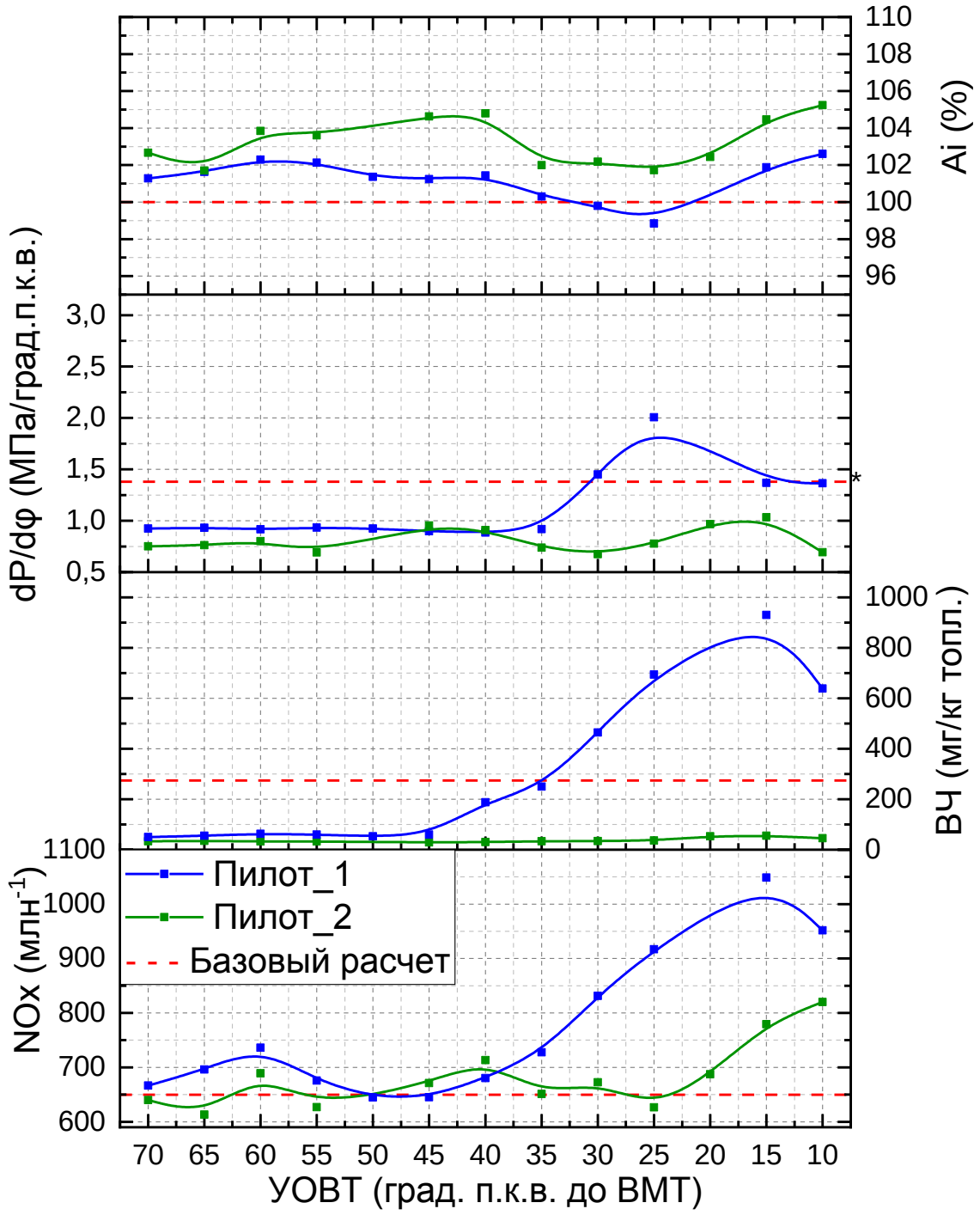


Рисунок 4.3 – Влияние УОВТ пилотных порций на характеристики дизеля при нагрузке 100% от номинальной

При дальнейшем уменьшении УОВТ 1–й пилотной порции в диапазоне 25…10 град. п.к.в. до ВМТ происходит плавное увеличение работы за цикл. Для объяснения причин закона изменения индикаторной работы следует прибегнуть к детальному анализу процесса сгорания топлива. Важно отметить, что на графике скорости тепловыделения, за ВМТ конца такта сжатия принимается положение КВ равное 720 град. п.к.в., кроме того, в легенде к рисунку отображены УОВТ 1–й и 2–й пилотных порций через нижнее подчеркивание.

Для оценки процесса сгорания выбраны такие значения УОВТ 1–й пилотной порции, при которых достигаются минимальное значения индикаторной работы (25 град. п.к.в. до ВМТ) и два максимальных (60 град. п.к.в. до ВМТ и 10 град. п.к.в. до ВМТ). Параметры, характеризующие эффективность процесса сгорания отображены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Характеристика процесса сгорания при оптимизации УОВТ 1–й пилотной порции при нагрузке 100% от номинальной

УОВТ 1-й пилотной порции, град. п.к.в. до ВМТ	Начало сгорания, град. п.к.в. до ВМТ	Продолжительность сгорания, град. п.к.в.	Конец сгорания, град. п.к.в после ВМТ	Q,%	CO,%	A_i. %	$A_{сж}$, %
Базовый расчет 20,7	13,5	41,7	28,2	100	100	100	100
60	16,5	38,7	22,2	103,0	105,2	102,3	103,6
25	14,8	39,3	24,5	101,5	101,1	99,1	106,2
10	13,5	40,1	26,6	101,5	101,6	102,3	102,3

Анализируя все параметры, приведенные в таблице 4.1 видно, что наибольшее значение отрицательной работы сжатия соответствует УОВТ 1–й пилотной порции, равному 25 град. п.к.в. до ВМТ, как и минимальное значение индикаторной работы. Несмотря на увеличение количества выделившейся теплоты (1,5%) и снижение длительности сгорания (на 2,4 град. п.к.в.) значение индикаторной работы все же оказалось ниже, чем при других значениях УОВТ, из

чего можно сделать вывод о том, что существенное влияние на полезную работу цикла оказывает значение отрицательной работы сжатия. Повышение мольной доли СО (на 1,1%), в данном случае не является решающим фактором.

Несмотря на немного большее увеличение отрицательной работы сжатия – 3,6% при УОВТ 1–й пилотной порции равном 60 град. п.к.в. до ВМТ, против 2,3% – при УОВТ 10 град. п.к.в. до ВМТ, и большим увеличением мольной доли СО – 5,2% против 1,6%, можно видеть меньшую продолжительность сгорания 38,7 град. п.к.в. против 40,1 град. п.к.в. и более раннее завершение процесса сгорания – 22,2 град. п.к.в. после ВМТ против 26,6 град. п.к.в. после ВМТ, а также большее количество выделившегося тепла – 3% против 1,5% значение индикаторной работы при УОВТ 60 град. п.к.в до ВМТ равно значению индикаторной работы при УОВТ равном 10 град. п.к.в. до ВМТ. Таким образом увеличения индикаторной работы можно добиться за счет снижения отрицательной работы сжатия (снижение интенсивности сгорания топлива до ВМТ и момента начала сгорания топлива, что уменьшит количество выделившейся теплоты до ВМТ) и более эффективного процесса сгорания. При выборе оптимального значения УОВТ 1-й пилотной порции стоит избегать диапазона 22…17 град. п.к.в. до ВМТ.

Чем раньше происходит впрыскивание топлива – тем раньше воспламеняется топливовоздушная смесь, однако воспламенение смеси для всех значений УОВТ 1–й пилотной порции происходит не ранее 20 град. п.к.в до ВМТ. Из анализа графика, изображенного на рисунке 4.4 видно, что наибольшее значение скорости тепловыделения, так же, как и количество выделившейся теплоты от сгорания пилотных порций достигается при УОВТ 1–й пилотной порции 25 град. п.к.в. до ВМТ.

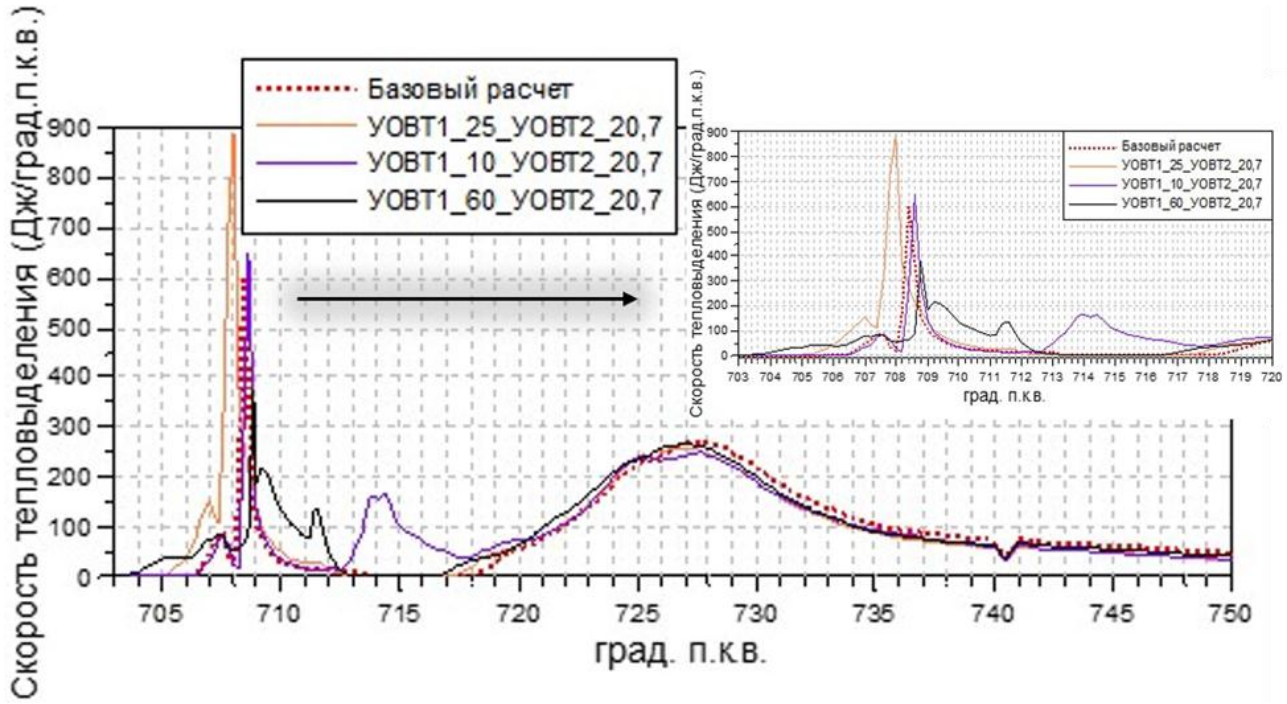


Рисунок 4.4 – Скорость тепловыделения при оптимизации УОВТ 1-й пилотной порции и нагрузке 100% от номинальной

Длительность сгорания составляет около 8 град. п.к.в., а момент начала сгорания – 14,8 град. п.к.в. до ВМТ, из чего следует, что топливовоздушная смесь сгорает до ВМТ. Сгорание происходит в две стадии: в диапазоне 705…707,5 град. п.к.в. происходит кинетическое горение предварительно смешанного заряда, параллельно с этим процессом происходит приготовление горючей смеси в результате выделившегося тепла, которая сгорает в диапазоне 707,5…712 град. п.к.в. Сгорание происходит наиболее полно и быстро, в сравнении с другими значениями УОВТ, о чем можно судить из площади под графиком скорости тепловыделения пилотной порции, что в свою очередь, является причиной максимального значения работы сжатия. Вероятнее всего, в камере сгорания создаются условия, оптимальные для наиболее интенсивного испарения факела (температура на момент впрыскивания топлива и интервал времени, отведенный на приготовление топливовоздушной смеси). Из характера протекания графика скорости тепловыделения можно сделать предположение о том, что гомогенизация заряда при данном УОВТ максимальная, косвенным подтверждением является

минимальное значение мольной концентрации CO, которая непосредственно зависит от локального коэффициента избытка воздуха.

Из таблицы 4.1 можно видеть, что момент начала сгорания для УОВТ 1–й пилотной порции равного 60 град. п.к.в. до ВМТ немного раньше, чем для других значений УОВТ, что объясняется большим количеством времени, отведенным на перемешивание топлива со свежим зарядом, продолжительность сгорания при этом практически не отличается. При более раннем УОВТ можно говорить о более низком значении температуры, при котором испарение топливного факела происходит менее интенсивно, а при более позднем – при достаточном значении температуры наблюдается нехватка времени, отведенного на процесс испарения топливного факела и перемешивание его с воздухом.

Из графика, изображенного на рисунке 4.4 видно, что обе пилотные порции сгорают отдельно от основной: наиболее раннее начало сгорания основной порции топлива наблюдается при УОВТ 1–й пилотной порции равном 60 град. п.к.в. до ВМТ и составляет около 3 град. п.к.в. до ВМТ, при УОВТ 25 град. п.к.в. до ВМТ – около 2,5 град п.к.в. до ВМТ. При УОВТ 10 град. п.к.в. до ВМТ первая пилотная порция сгорает отдельно от второй и основной порций, кроме того, сгорание 2–й пилотной порции происходит менее интенсивно, что объясняется присутствием продуктов сгорания 1–й пилотной порции в КС. Максимальное значение скорости тепловыделения, при сгорании основной порции топлива для всех значений УОВТ 1–й пилотной порции примерно одинаковое, а начало воспламенения происходит после впрыскивания 2–й пилотной порции (20,7 град. п.к.в. до ВМТ).

При УОВТ 1-й пилотной порции, равном 60 град. п.к.в. до ВМТ горение части топливовоздушной смеси происходит в диапазоне 17…12 град. п.к.в. до ВМТ (703 до 708 град. п.к.в. на рисунке 4.4). Около 12 град. п.к.в. до ВМТ (708 град. п.к.в. на рисунке 4.4) часть, выделившегося в результате сгорания, тепла затрачивается на испарение остального топлива, впрыснутого пилотными порциями. Полное сгорание массы топлива, впрыснутого пилотными порциями, происходит за 10 град. п.к.в., топливо сгорает в несколько этапов по мере приготовления смеси, что хорошо видно по характеру графика скорости тепловыделения. Вершинам на

данном графике соответствует сгорание приготовленной смеси, впадинам – процессы нагрева, испарения и перемешивания топлива со свежим зарядом, которые интенсифицируются за счет подводимого в результате горения тепла и происходят одновременно со сгоранием. Быстрое сгорание топливовоздушной смеси возможно за счет присутствия в КС окислителя в большом количестве. Процесс сгорания основной порции топлива характеризуется преимущественно диффузионным типом горения в условиях меньшего количества доступного окислителя за счет большей массы основной порции топлива по сравнению с пилотными и в присутствии продуктов сгорания топлива, впрыснутого пилотными порциями.

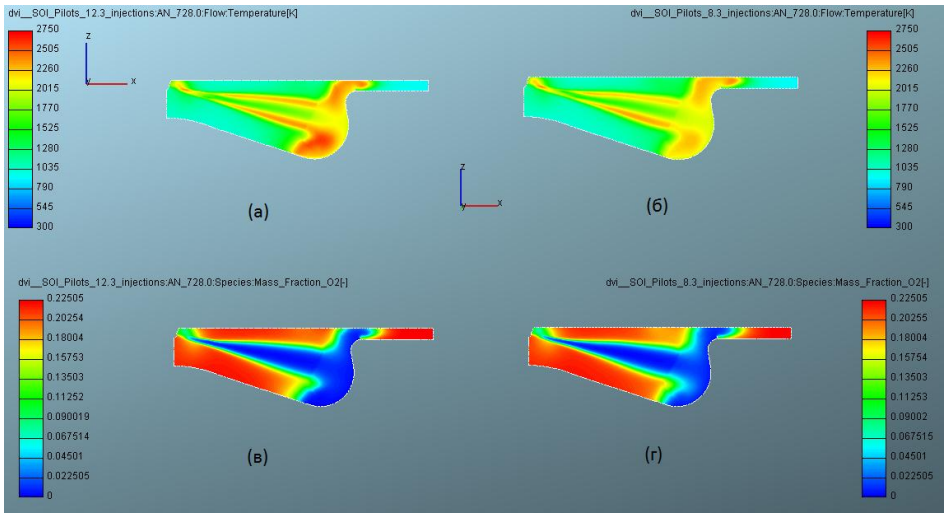
Чтобы не снижать значение индикаторной работы ниже уровня базового расчета стоит исключить диапазон УОВТ 1–й пилотной порции 35…20 град. п.к.в. до ВМТ.

Чтобы не превышать максимального допустимого значения жесткости работы дизеля в 1,5 МПа/град. п.к.в. стоит исключить диапазон УОВТ 1–й пилотной порции 30…15 град. п.к.в. до ВМТ.

Значение удельных выбросов ВЧ по мере уменьшения УОВТ 1–й пилотной порции увеличивается одновременно с концентрацией NO_x, что является нехарактерной закономерностью. Важно отметить, что единицы измерения удельных выбросов ВЧ приведены к 1 килограмму сгоревшего топлива. Авторами [220] определены три ключевых фактора, влияющих на образование и выгорание ВЧ в КС дизеля. Этими факторами являются: значения локальной температуры, давления и локального коэффициента избытка воздуха в КС. Увеличение значения локальной температуры приводит к более интенсивному образованию сажи с одной стороны, но также и к более интенсивному ее выгоранию – с другой. Так повышение температуры с 1800 К до 3000 К приводит к уменьшению сажи в 3,8 раза, в то время как образуется ее в 4 раза больше. Увеличение давления Внутри КС приводит к более интенсивному образованию сажи, например, увеличение давления в 1,5 раза приводит к увеличению образования сажи в 1,7 раза, но также и к увеличению скорости окислительных реакций, в результате чего количество

сажи на выходе снижается в 25 раз. При обеднении топливовоздушной смеси уменьшается количество топлива в топливовоздушной смеси, что приводит к уменьшению интенсивности образования сажи, кроме того, увеличивается концентрация свободного кислорода, что способствует выгоранию сажи. Снижение удельных выбросов ВЧ можно видеть в диапазоне УОВТ 1–й пилотной порции 70…35 град. п.к.в. до ВМТ. Можно сделать предположение о том, что в вышеуказанном диапазоне значений УОВТ в КС дизеля высокая доля свободного кислорода в зоне горения, это связано с менее интенсивным горением топливовоздушной смеси, образованной пилотными порциями, что увеличивает долю свободного кислорода при горении основной порции топлива.

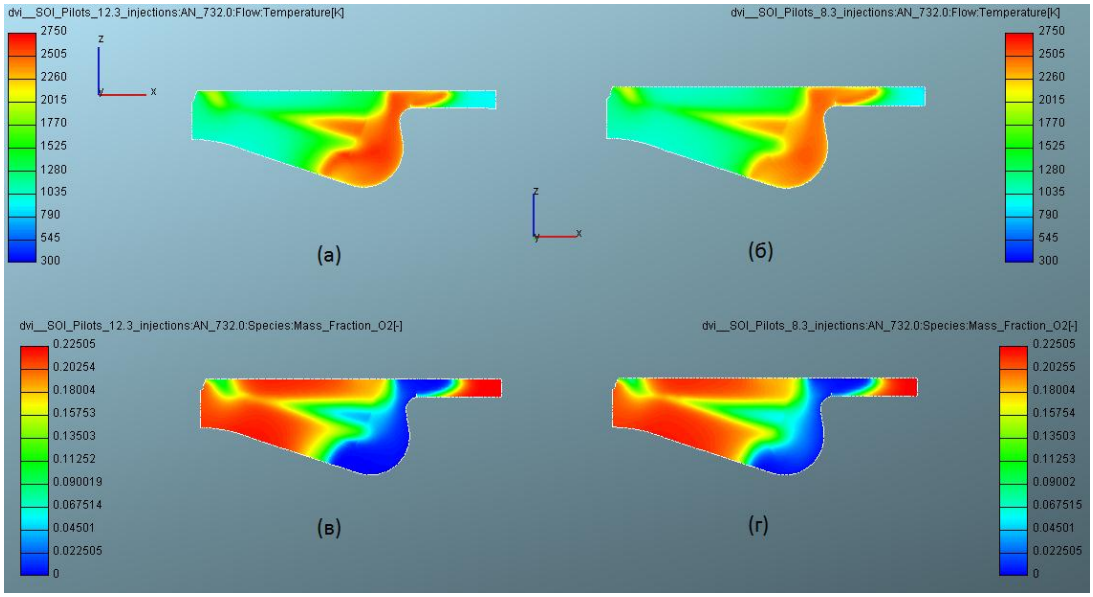
На рисунках 4.5 и 4.6 изображены поля температур для угла поворота КВ, предшествующего максимальному значению и углу поворота КВ, соответствующего максимальному значению удельных выбросов ВЧ.



(а) – поле температур для максимального значения удельных выбросов ВЧ; (б) – поле температур для минимального значения удельных выбросов ВЧ; (в) – концентрация молекулярного кислорода для максимального значения удельных выбросов ВЧ; (г) - концентрация молекулярного кислорода для минимального значения удельных выбросов ВЧ

Рисунок 4.5 – Поле значений локальной температуры и массовой доли молекулярного кислорода в КС дизеля для угла поворота КВ 728 град. при нагрузке 100% от номинальной

На рисунке 4.5 и 4.6 (а) и (в) изображены распределение температуры в объеме КС и концентрация молекулярного кислорода соответственно, для максимального значения удельных выбросов ВЧ (УОВТ 1-й пилотной порции 15 град. п.к.в. до ВМТ), и 4.5 и 4.6 (б) и (г) те же параметры для минимального значения удельных выбросов ВЧ (УОВТ 1–й пилотной порции 45 град. п.к.в. до ВМТ). Значение температуры в зоне интенсивного горения при УОВТ 1–й пилотной порции 15 град. п.к.в. до ВМТ выше, чем для УОВТ 45 град. п.к.в. до ВМТ, также видно, что при УОВТ пилотной порции 45 град. п.к.в. до ВМТ использование кислорода на границе горения происходит более интенсивно (зеленая зона на рисунке 4.5 (г)), чем при УОВТ 1–й пилотной порции 15 град. п.к.в. до ВМТ.



(а) – поле температур для максимального значения удельных выбросов ВЧ; (б) – поле температур для минимального значения удельных выбросов ВЧ; (в) – концентрация молекулярного кислорода для максимального значения удельных выбросов ВЧ; (г) - концентрация молекулярного кислорода для минимального значения удельных выбросов ВЧ

Рисунок 4.6 – Поле значений локальной температуры и массовой доли молекулярного кислорода в КС дизеля для угла поворота КВ 733 град. при нагрузке 100% от номинальной

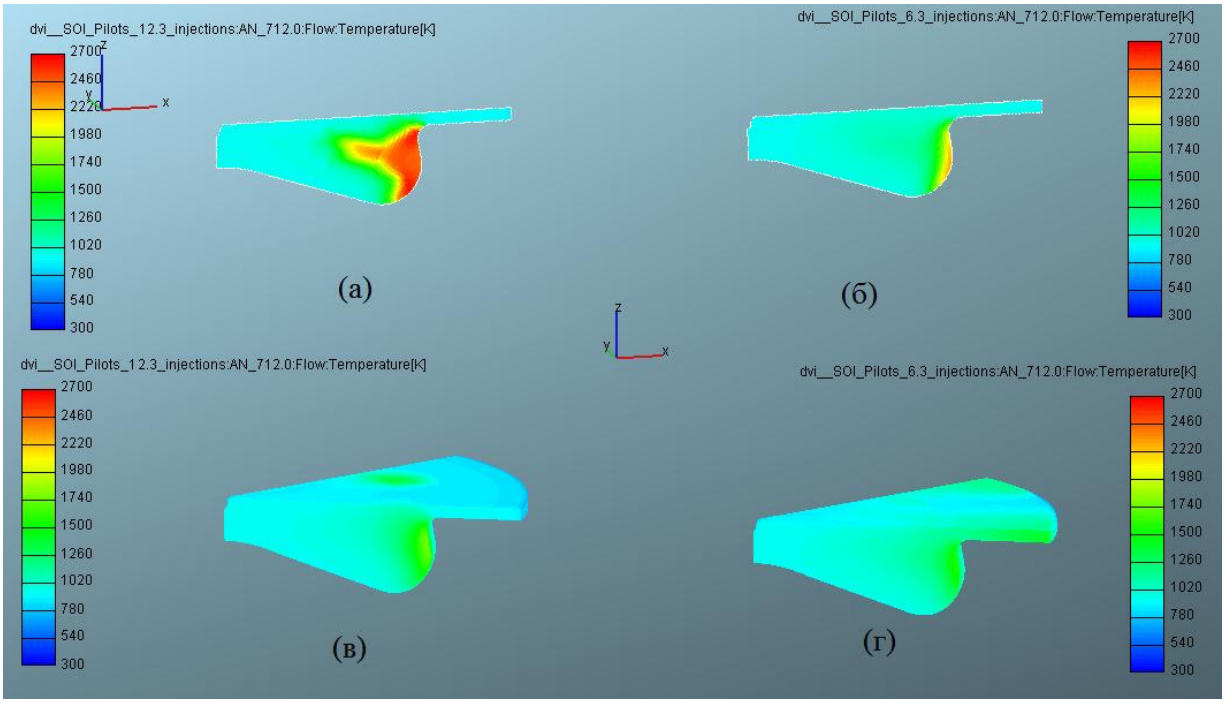
На рисунке 4.6 изображены поля тех же величин для таких же значений УОВТ 1-й пилотной порции, что и на рисунке 4.5 (в) на более позднем этапе сгорания. При УОВТ 1–й пилотной порции 45 град. п.к.в. до ВМТ (рисунок 4.5 (в)) процесс сгорания происходит с более интенсивным использованием кислорода, объем кислорода, вовлеченного в процесс сгорания больше, чем при УОВТ пилотной порции 15 град. п.к.в. до ВМТ рисунке 4.5 (г), следовательно, при УОВТ 1–й пилотной порции 45 град. п.к.в. до ВМТ процесс окисления сажи происходит более интенсивно и выбросы сажи будут меньше. Скорее всего данный эффект объясняется особенностями дробления топливного факела, обусловленного значением температуры и давления в КС на момент впрыскивания. При выборе значения УОВТ 1–й пилотной порции с целью снижения удельных выбросов ВЧ стоит избегать диапазона менее 40 град. п.к.в. до ВМТ включительно.

Можно наблюдать увеличение концентрации NO_x, которое происходит в диапазоне УОВТ 1–й пилотной порции 40…10 град. п.к.в. до ВМТ с достижением максимального значения при УОВТ равном 15 град. п.к.в. до ВМТ. Вероятно, в этом диапазоне снижается коэффициент избытка воздуха за счет уменьшения зоны КС с предварительно смешанным зарядом из-за уменьшения времени, отведенного на приготовление топливовоздушной смеси, по сравнению с более ранними УОВТ. Также вероятно, за счет более высоких температур испарение топлива происходит более полно. При более ранних УОВТ первой пилотной порции зона с предварительно смешанным зарядом больше по занимаемому объему, и, следовательно, коэффициент избытка воздуха в этой зоне будет выше, чем при более поздних УОВТ (масса пилотных порций постоянна).

При значении УОВТ 1–й пилотной порции 10 град. п.к.в. зона предварительно смешанного заряда такая же как при базовом расчете (рисунок 4.4), впрыскивание двух пилотных порций и основной происходит подряд, так же, как и сгорание, за счет чего снижается эффективность использования кислорода, снижаются температуры, снижается концентрация NO_x.

Из рисунка 4.4 можно видеть, что при значении УОВТ 1–й пилотной около 25 град. п.к.в. до ВМТ, характер скорости тепловыделения наиболее интенсивный, а значит топливо, впрыснутое пилотными порциями, сгорает более быстро, по сравнению с другими значениями УОВТ. Кроме этого, наблюдаются высокие значения концентрации NO_x, можно сделать предположение о том, что преимущественное влияние на образование NO_x оказывает сгорание пилотных порций. Это возможно объяснить тем, что сгорание основной порции топлива происходит в присутствии продуктов горения пилотных порций (внутренняя рециркуляция), что снижает долю свежего кислорода в зоне горения основной порции, следовательно снижается температура горения, несмотря на гораздо большую массу основной порции.

На рисунке 4.7 приведены поля температур в камере сгорания дизеля при минимальной (УОВТ 1–й пилотной порции 50 град. п.к.в. до ВМТ) и максимальной (УОВТ 1-й пилотной порции 15 град. п.к.в. до ВМТ) концентрации NO_x.



(а) и (в) – поля температур для максимального значения концентрации NO_x; (б) и (г) – поля температур для минимального значения концентрации NO_x

Рисунок 4.7 – Поле значений локальной температуры в КС дизеля для угла поворота коленчатого вала 712 град. п.к.в. при нагрузке 100% от номинальной

На рисунке 4.7 (а) и (в) видно, что значения локальной температуры в КС, соответствующие УОВТ 1–й пилотной порции 15 град. п.к.в. до ВМТ выше, чем значения локальной температуры, соответствующие УОВТ 1–й пилотной порции 50 град. п.к.в. до ВМТ рисунок 4.7 (б) и (г). Необходимо отметить, что на рисунке 4.7 (а) и (б) поля температур отображены на сечении сектора КС, а на (в) и (г) на поверхности сектора КС, таким образом картина распределения локальных температур в КС представляется более полной. Хорошо прослеживается большее значение локальных температур для УОВТ 1–й пилотной порции 15 град. п.к.в. до ВМТ (а) и (в). При значении УОВТ 1–й пилотной порции 45 град. п.к.в. до ВМТ можно видеть более низкие значения локальных температур. Важно отметить, что проведен анализ процесса сгорания на более поздних стадиях, исходя из которого можно утверждать, что закономерность распределения локальных температур в КС сохраняется. Также произведена оценка поля распределения температур для УОВТ 1–й пилотной порции, равного 60 град. п.к.в. до ВМТ, по результатам которой можно заключить, что повышение концентрации NO_x также носит преимущественно термический характер.

При выборе оптимального УОВТ 1–й пилотной порции для снижения концентрации NO_x стоит выбирать значения в диапазоне 50…42 град. п.к.в. до ВМТ включительно.

С учетом всех вышеперечисленных параметров оптимальным значением УОВТ 1–й пилотной порции целесообразно принять 50 град. п.к.в. до ВМТ. При данном значении можно получить прирост индикаторной работы за цикл на 1,4%, снижение жесткости работы на 33,3% (до 0,92 МПа/град. п.к.в.). Снижение удельных выбросов ВЧ составило 80,8%, концентрации NO_x, – 1%. Обзор литературы, проведенный в первой главе, позволяет утверждать, что добиться одновременного снижения выбросов ВЧ и концентрации NO_x является весьма сложной задачей, требующий комплексного подхода и оптимизации множества параметров ТА.

При оптимизации УОВТ 2–й пилотной порции (УОВТ 1–й пилотной порции 50 град. п.к.в. до ВМТ), из графика индикаторной работы за цикл видно, что при

любом значении УОВТ второй пилотной порции возможно повысить работу за цикл, однако наибольшее повышение заметно при значении УОВТ равном, 45, 40 и 10 град. п.к.в. до ВМТ. Изменение индикаторной работы за цикл объясняется теми же причинами, что и при оптимизации УОВТ 1–й пилотной порции. Хорошо заметно, что графики индикаторной работы при оптимизации первой и второй пилотных порций выглядят похожим образом (почти эквидистантно), с разницей в том, что прирост работы при нахождении оптимального значения УОВТ 2–й пилотной порции начинается раньше. Основные параметры процесса сгорания приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Параметры процесса сгорания при оптимизации УОВТ 2–й пилотной порции при нагрузке 100% от номинальной

УОВТ 2-й пилотной порции, град. п.к.в. до ВМТ	Начало сгорания, град. п.к.в. до ВМТ	Продолжительность сгорания, град. п.к.в. до ВМТ	Q, %	CO, %	A_i.	$A_{сж}$.
Базовый расчет (нет)	13,5	41,7	100,0	100,0	100,0	100,0
45	16,5	33,7	104,6	77,2	103,3	104,6
25	16,5	38	103,4	105,2	101,7	103,6
10	16,5	40	103,4	94,9	105,2	100,7

Результаты расчетов со значением УОВТ 2–й пилотной порции выбраны по аналогии с предыдущим шагом оптимизации. Анализируя данные таблицы 4.2. можно с уверенностью утверждать, что с увеличением УОВТ пилотных порций существенный вклад в увеличение индикаторной работы цикла вносит эффективность процесса сгорания. При УОВТ второй пилотной порции равном 45 град. п.к.в. до ВМТ за счет уменьшения длительности сгорания на 8 град. п.к.в. (можно видеть, что момент начала сгорания одинаковый для всех рассматриваемых расчетов), увеличении количества выделившейся теплоты на 4,6% и снижении мольной доли CO на 22,8% (что свидетельствует о более полном сгорании рабочей

смеси), несмотря на максимальное увеличение работы сжатия (4,6%) повышение индикаторной работы составило 3,3%. Кроме этого, более качественный процесс сгорания позволяет снизить удельные выбросы ВЧ на 89,5%.

Оценивая изменение жесткости работы в зависимости от УОВТ 2–й пилотной порции, можно видеть, что любое значение УОВТ снижает жесткость работы дизеля ниже базового уровня.

При оценке влияния УОВТ 2–й пилотной порции на удельные выбросы ВЧ видно, что снижение данного параметра возможно при любом значении УОВТ 2–й пилотной порции.

Для снижения концентрации NO_x следует принять диапазон значений УОВТ 2–й пилотной порции 70…65 град. п.к.в. до ВМТ включительно, 55…50 град. п.к.в. до ВМТ включительно и значение около 25 град. п.к.в. до ВМТ.

Оптимальным, с точки зрения всех оценочных параметров стоит принять значение УОВТ 2–й пилотной порции равное 65 град. п.к.в до ВМТ, увеличение значения индикаторной работы планируется достигнуть за счет нахождения оптимального значения массы пилотных порций.

По совокупности оптимальных значений УОВТ первой и второй пилотных порций (УОВТ 1-й пилотной порции принимается равным 65 град. п.к.в. до ВМТ, второй – 50 град. п.к.в. до ВМТ). В результате оптимизации удалось достигнуть повышения индикаторной работы на 1,7%, снижения жесткости работы на 45%, снижения удельных выбросов ВЧ на 87,3% и снижения концентрации NO_x на 5,6%. Дальнейшая оптимизация массы пилотной порции будет происходить при выбранных значениях УОВТ первой и второй пилотных порций.

4.2.2 Оптимизация массы пилотных порций

Изменение массы двух пилотных порций осуществляется за счет заимствования количества топлива из основной порции, при этом суммарная масса цикловой подачи остается без изменений и принимается условие равенства массы пилотных порций. В таблице Б.3 в Приложении Б показан диапазон изменения массы пилотных порций и массы основной порции.

На рисунке 4.8 показаны параметры рабочего процесса дизеля при изменении массы пилотных порций при нагрузке 100% от номинальной.

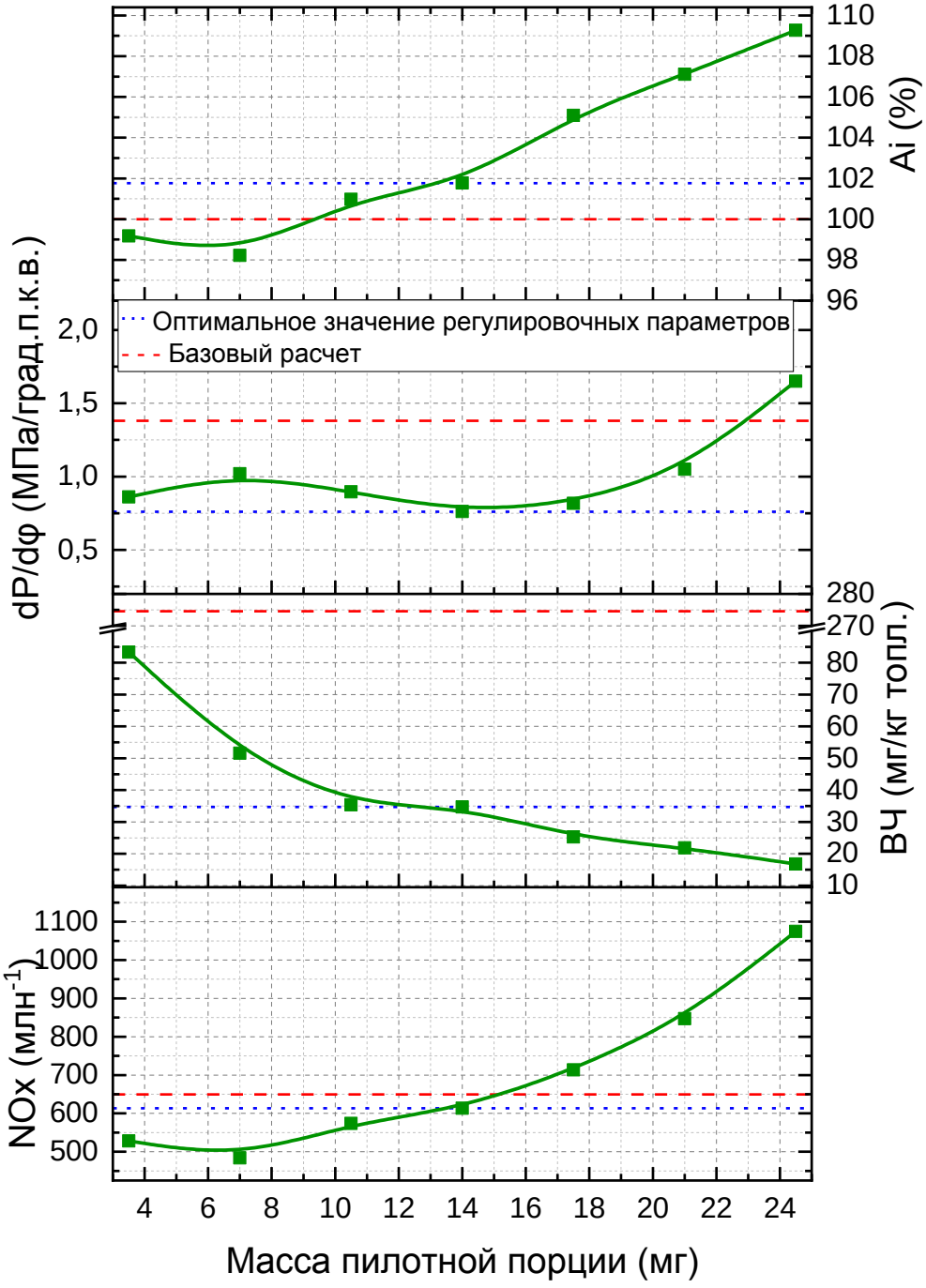


Рисунок 4.8 – Влияние массы пилотных порций на характеристики дизеля при нагрузке 100% от номинальной

На рисунке 4.8 добавлена референтная пунктирная линия, которая отображает результат оптимизации по УОВТ пилотных порций. Работа сжатия возрастает с увеличением массы пилотных порций, данная закономерность видна в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Характеристика процесса сгорания при оптимизации массы пилотных порций при нагрузке 100% от номинальной

Масса пилотной порции, мг	Начало сгорания, град. п.к.в. до ВМТ	Продолжительность сгорания, град. п.к.в. до ВМТ	Q, %	CO, %	A_i.	$A_{сж}$.
Базовый расчет 14	13,5	41,7	100,0	100,0	100,0	100,0
3,5	16,8	44,5	103,3	89,7	99,2	95,5
14	16,6	38	103,1	119,7	101,8	102,7
24,5	16,8	32,9	106,9	49,5	109,3	114,9

На рисунке 4.9 видно, что с увеличением массы пилотных порций происходит увеличение индикаторной работы и работы сжатия, следовательно изменяется эффективность самого процесса сгорания, за счет параметров, указанных в таблице 4.3. Для оценки процесса сгорания, стоит более детально рассмотреть график скорости тепловыделения, изображенный на рисунке 4.9.

Из графика скорости тепловыделения видно, что момент начала сгорания от массы пилотных порций практически не зависит. Тепловыделение при массе пилотных порций 3,5 мг происходит в две отдельные стадии (для пилотных и основной порций), что обусловлено малой массой порций. Также хорошо видно, что значение скорости тепловыделения и количество подготовленной смеси к моменту сгорания пропорционально массе пилотных порций, что объясняет увеличение работы сжатия.

Начало сгорания основной порции топлива для базового расчета происходит около 718 град. п.к.в. (2 град. п.к.в. до ВМТ), в то время как для остальных расчетов с двумя пилотными порциями – около 717 град п.к.в. (за 3…3,5 град. п.к.в. до ВМТ). Чем выше масса пилотной порции, тем раньше фиксируется начало сгорания основной порции.

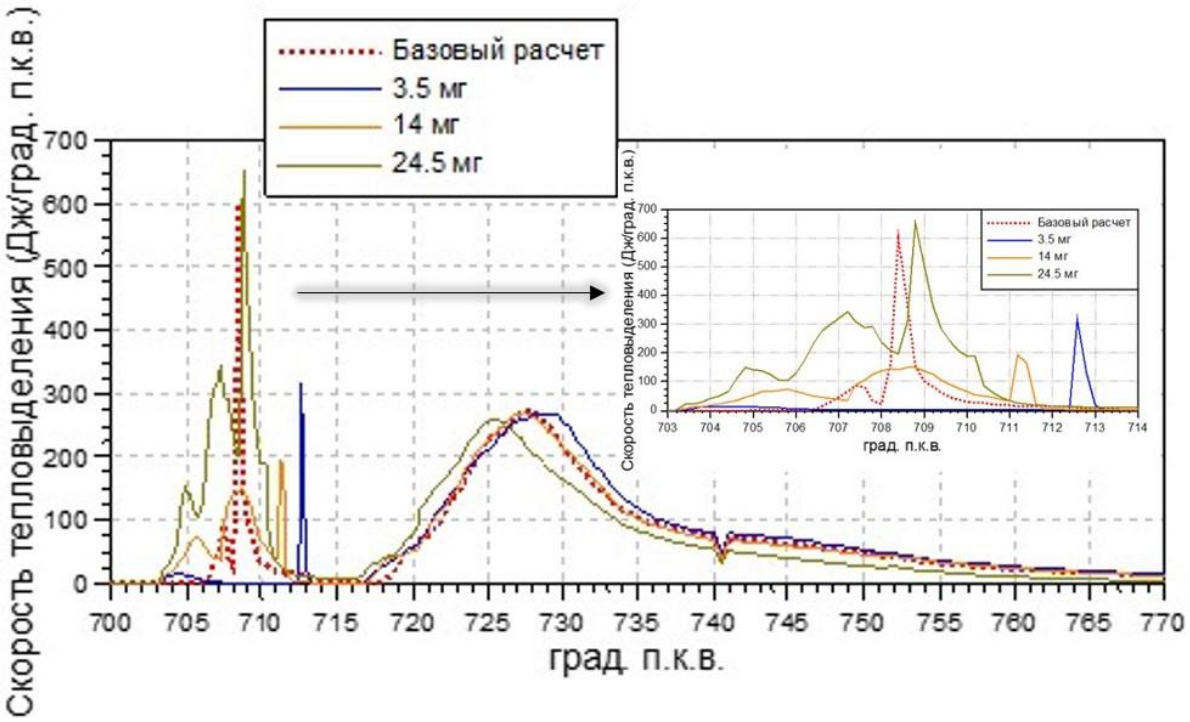


Рисунок 4.9 – Скорость тепловыделения при оптимизации массы пилотных порций и нагрузке 100% от номинальной

Для исключения снижения индикаторной работы цикла ниже базового уровня стоит исключить значение массы пилотных порций менее 9 мг.

Для сохранения допустимого значения жесткости работы стоит избегать значения массы пилотных порций более 23 мг.

Плавное снижение удельных выбросов ВЧ с увеличением массы пилотных порций отчасти связано с увеличением доли предварительно смешанного заряда, более полным сгоранием смеси, отчасти с увеличением максимального давления цикла и более интенсивным выгоранием сажи.

Плавное увеличение концентрации NO_x с увеличением массы пилотных порций связано с более интенсивным тепловыделением при сгорании топлива, впрыснутого пилотными порциями и более высоким значением локальных температур. Как упоминалось ранее, скорее всего на значение локальных температур основное влияние оказывает сгорание пилотных порций. Данный эффект закономерен при горении массы топлива пилотных порций – с увеличением массы снижается локальное значение коэффициента избытка воздуха и возрастает

локальное значение температуры в КС, кроме того, сгорание больших масс топлива, впрыснутого пилотными порциями, происходит при наличии свежего окислителя в большем количестве. Для снижения концентрации NO_x ниже базового уровня не стоит превышать значение массы пилотных порций в 15 мг.

Оптимальным значением массы обеих пилотных порций в данном случае является 10,5 мг, увеличение индикаторной работы цикла составило около 1% снижение жесткости работы – 35%, снижение удельных выбросов ТЧ – 87%, снижение концентрации NO_x – 9,5% относительно базового значения. При данном значении массы пилотных порций будет проводится дальнейшая оптимизация рабочего процесса.

4.2.3 Оптимизация угла начала поствпрыска

Следующим шагом оптимизации рабочего процесса дизеля является применение поствпрыска, с целью снижения токсичности отработавших газов. Сначала будет осуществлен поиск оптимального значения угла начала поствпрыска, затем – массы порции посвпрыска.

В таблице Б.4 Приложения Б отображено влияние угла начала постпрыска на рабочий процесс дизеля, а также масса постврыска (3,5 мг), масса пилотных порций (10,5 мг) и основной порции (116,7 мг).

Масса поствпрыска заимствована из массы основной порции топлива, общая цикловая подача топлива осталась неизменной. Стоит обратить внимание на то, что в данной таблице и в таблицах ниже, а также на графиках отсутствует жесткость работы дизеля. В процессе исследования выявлено, что параметры поствпрыска в выбранном диапазоне не оказывают влияния на изменение жесткости работы дизеля.

Более подробно влияние поствпрыска на рабочий процесс дизеля удобнее рассмотреть и описать на графиках, приведенных на рисунке 4.10.

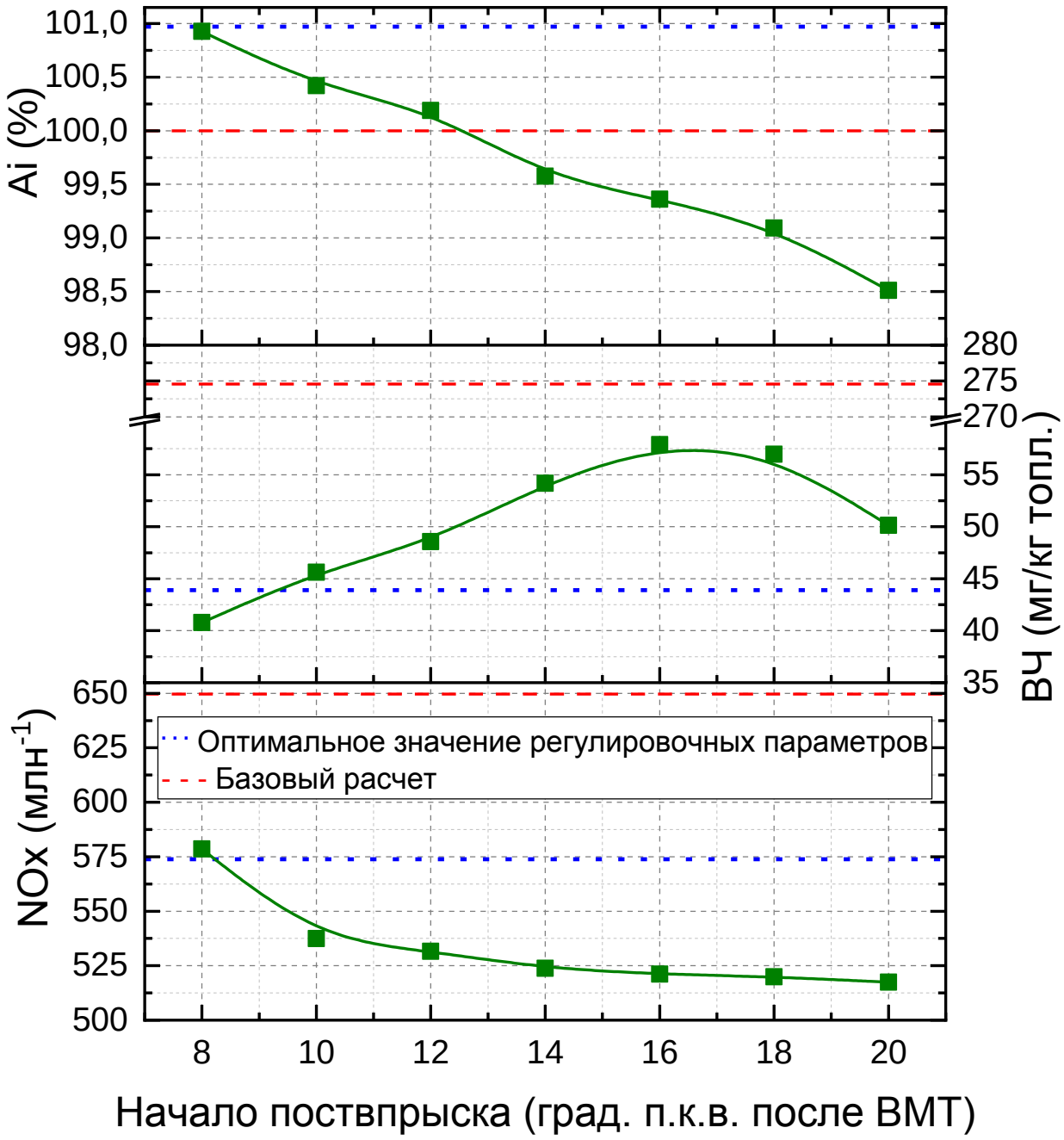


Рисунок 4.10 – Влияние угла начала порции постпрыска на характеристики дизеля при нагрузке 100% от номинальной

Пунктирная референтная линия на данном графике отображает результат оптимизации по УОВТ пилотных порций и массе пилотных порций (УОВТ 1–й пилотной порции 65 град. п.к.в. до ВМТ, второй – 50 град. п.к.в. до ВМТ, масса каждой пилотной порции составляет 10,5 мг). Хорошо видно, что с увеличением угла начала поствпрыска значение индикаторной работы цикла снижается, это

связано с увеличением потерь тепла в систему охлаждения и с отработавшими газами. Для сохранения значения индикаторной работы на базовом уровне стоит избегать значения угла начала поствпрыска более 12,5 град. п.к.в. после ВМТ. Добавление поствпрыска снижает значение индикаторной работы цикла ниже уровня, достигнутого на предыдущих этапах оптимизации рабочего процесса.

Важно отметить, что на данном этапе оптимизации на рисунке 4.10 отсутствует график жесткости работы дизеля, так как добавление поствпрыска в исследуемом диапазоне не оказывает влияния на данный параметр.

Удельные выбросы ВЧ увеличиваются с увеличением угла начала поствпрыска до 17 град. п.к.в. после ВМТ. Это связано с тем, что масса поствпрыска сгорает в присутствии малой доли окислителя и большой доли остаточных газов. Чем позже осуществляется подача поствпрыска – тем меньше свободного окислителя и больше продуктов сгорания будет присутствовать в КС, так как доля сгоревшего топлива основной порции топлива будет увеличиваться. То есть процесс окисления сажи будет происходить менее интенсивно с уменьшением свежего кислорода в зоне горения. При значении угла начала поствпрыска более 17 град. п.к.в. после ВМТ можно наблюдать снижение удельных выбросов ВЧ, что скорее всего связано с завершением интенсивной фазы сгорания основной порции топлива. При любом значении угла начала поствпрыска превышения базового значения удельных выбросов ВЧ не происходит, чтобы не превышать значение предыдущих этапов оптимизации рабочего процесса стоит избегать значений данного регулировочного параметра более 10 град. п.к.в. после ВМТ.

Снижение концентрации NO_x с увеличением угла начала поствпрыска происходит за счет снижения локального значения температуры при сгорании массы топлива поствпрыска, за счет увеличение продуктов сгорания в КС (увеличение степени внутренней рециркуляции). При любом значении угла начала поствпрыска не происходит превышения значения базового расчета, а также результатов предыдущих этапов оптимизации.

Значение угла начала поствпрыска принято равным 10 град. п.к.в. после ВМТ. Снижение концентрация NO_x составило 16%, увеличение индикаторной работы цикла – 0,4%, снижение удельных выбросов ВЧ – 83,3%.

4.2.4 Оптимизация массы порции поствпрыска

Из таблицы Б.5 в Приложении Б видно, что увеличение массы поствпрыска происходит за счет уменьшения массы основной подачи топлива. Изменение массы поствпрыска осуществлялось в диапазоне 1,75…12,25 с шагом в 1,75 мг.

Более детальный анализ влияния массы порции поствпрыска удобнее произвести по графикам, изображенным на рисунке 4.11. Из зависимости индикаторной работы от массы порции поствпрыска видно, что с увеличением значения данного параметра снижается значение индикаторной работы, что связано с увеличением потери тепла с отработавшими газами и в систему охлаждения. Для сохранения значения индикаторной работы на уровне базового расчета стоит исключить диапазон массы порции поствпрыска более 6 мг.

Изменение массы поствпрыска в исследуемом диапазоне не оказывает влияния на жесткость работы дизеля.

С увеличением массы порции поствпрыска происходит увеличение удельных выбросов ВЧ, это объясняется тем же эффектом, что и увеличение угла начала поствпрыска (за ВМТ), однако существует разница: в случае увеличения угла начала поствпрыска уменьшается доля свежего окислителя и увеличивается доля отработавших газов в КС за счет увеличения количества сгоревшего топлива основной порции к моменту впрыскивания порции потсвпрыска. С увеличением массы порции поствпрыска уменьшается локальная концентрация свободного кислорода в зоне горения при условии низкого значения концентрации кислорода в среднем по цилиндру. С точки зрения удельных выбросов ВЧ можно выбрать любое значение массы поствпрыска, так как существует запас в значении данного параметра около 4,5 раз, по сравнению с базовым.

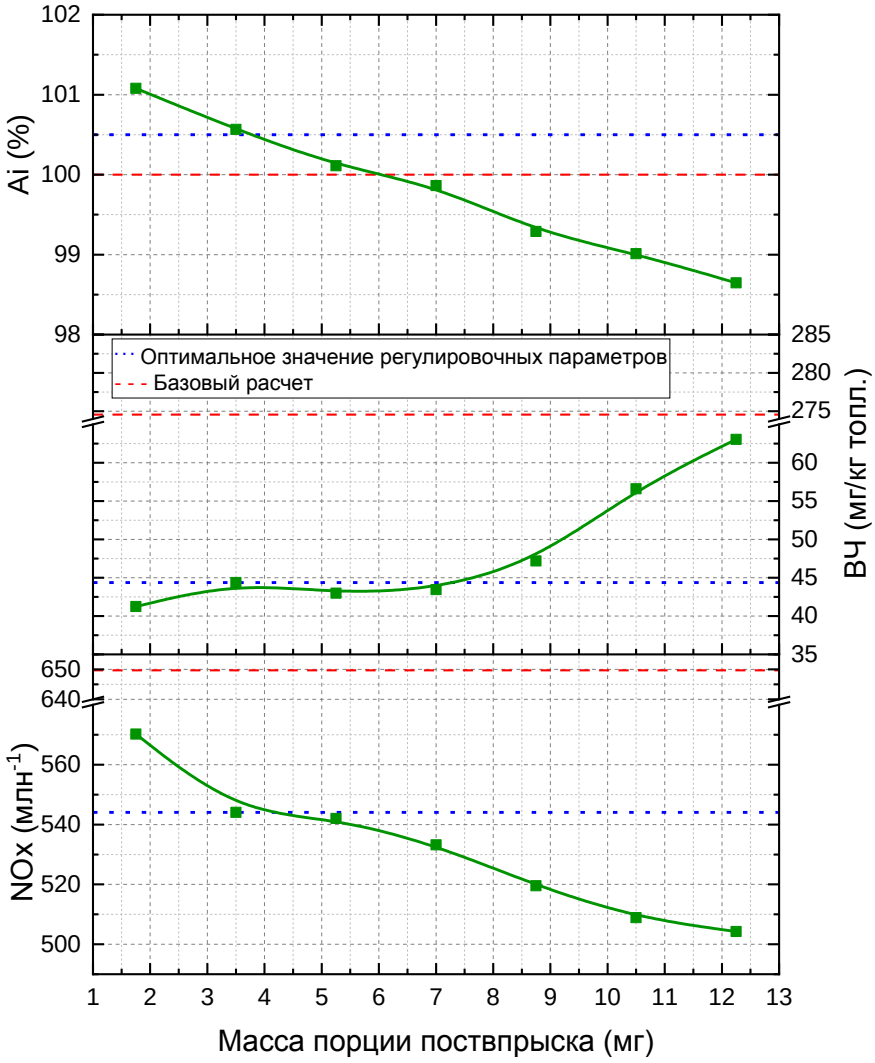


Рисунок 4.11 – Влияние массы порции поствпрыска на характеристики дизеля при нагрузке 100% от номинальной

При увеличении массы поствпрыска заметно снижение концентрации NO_x, скорее всего это связано отчасти с увеличивающимся эффектом охлаждения рабочего тела, отчасти из-за более низкотемпературного горения богатых смесей в условиях низких значений локальной концентрации кислорода. Чтобы улучшить параметры оптимизации по данному показателю, достигнутые на предыдущем шаге, необходимо выбрать значение массы поствпрыска более 5 мг.

С точки зрения всех оценочных параметров оптимальным значением массы поствпрыска можно принять 3,5 мг. Полученная диаграмма впрыскивания топлива изображена на рисунке 4.12.

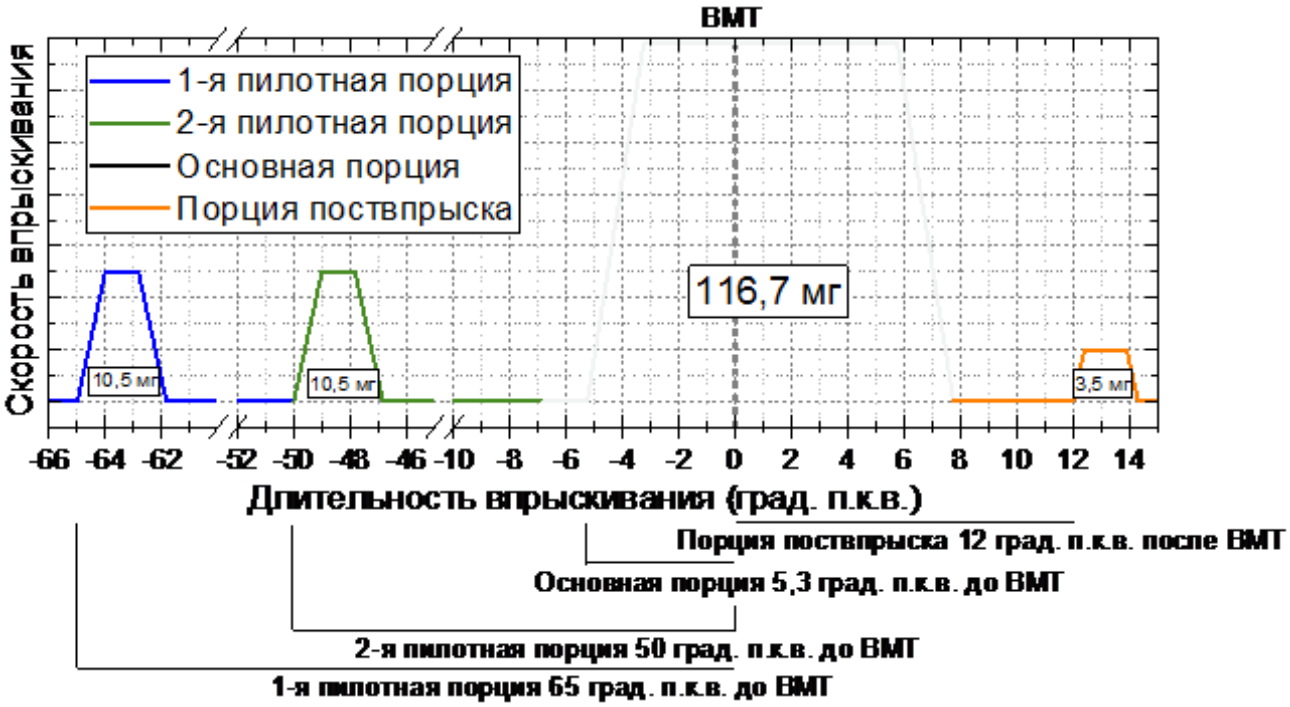


Рисунок 4.12 – Оптимизированная диаграмма впрыскивания топлива для режима 100% нагрузки от номинальной

Значения регулировочных параметров в результате проведенного оптимизационного исследования получились следующими: УОВТ 1-й пилотной порции 65 град. п.к.в. до ВМТ, УОВТ 2–й пилотной порции – 50 град. п.к.в. до ВМТ, масса пилотных порций – 10,5 мг каждой, угол начала поствпрыска 10 град. п.к.в. после ВМТ, масса поствпрыска 3,5 мг удается достигнуть увеличения индикаторной работы на 0,5%, снижения NO_x на 16%, снижения удельных выбросов ТЧ на 83% и жесткости работы на 35%.

На рисунке 4.13 изображены значения средней температуры в КС и концентрации NO_x для оптимизированного варианта многостадийного впрыскивания топлива при нагрузке 100% от номинальной и частоте вращения 1450 мин$^{-1}$.

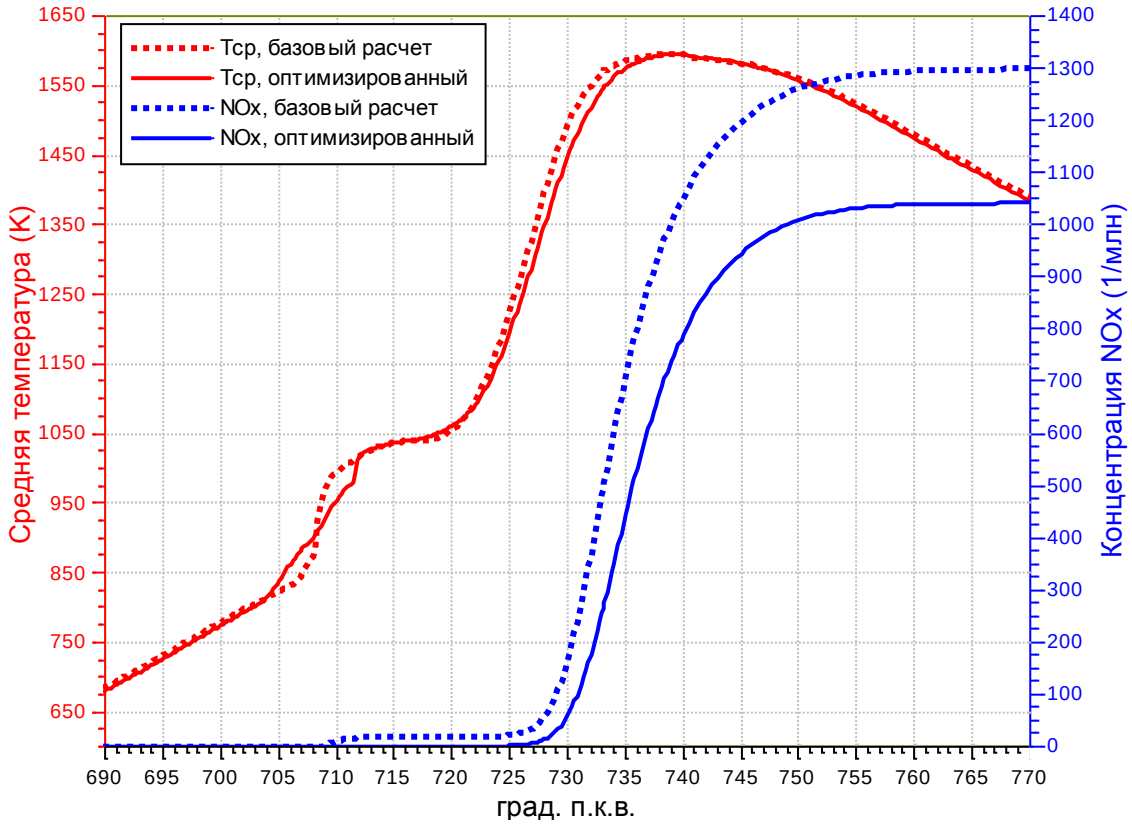
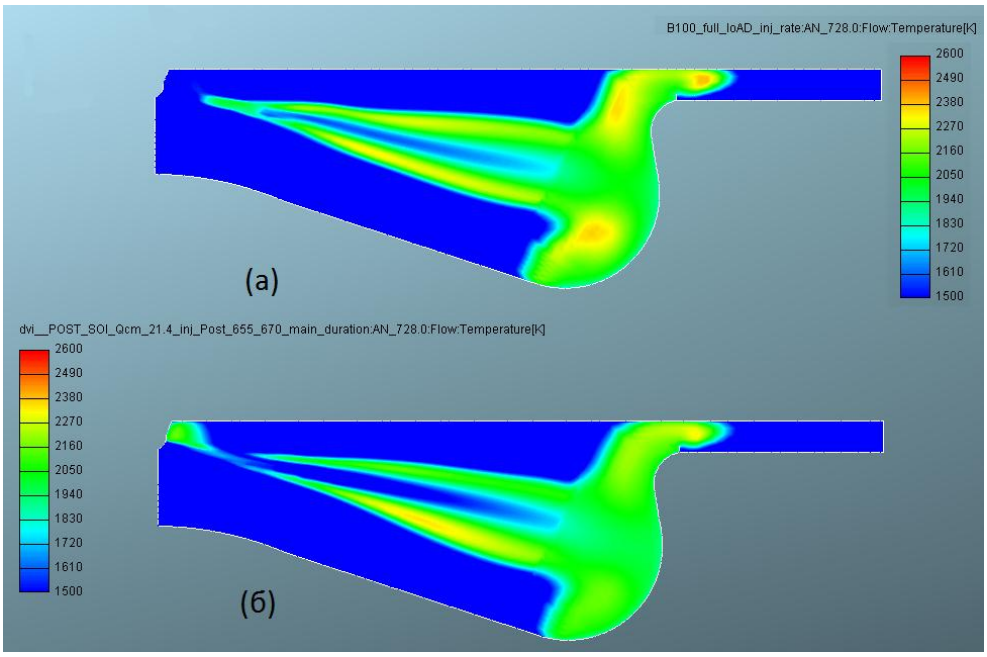


Рисунок 4.13 – Значения средней температуры и концентрации NO_x при нагрузке 100% от номинальной и частоте вращения 1450 мин$^{-1}$

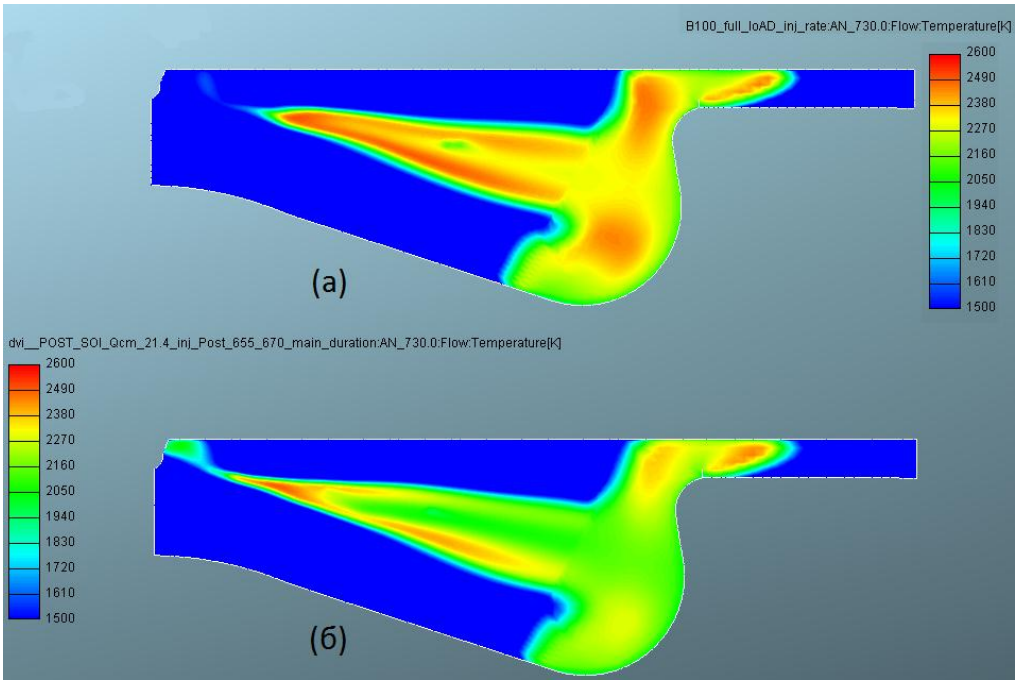
Из графиков видно, что в диапазоне значений угла поворота КВ, равного примерно 722…735 град. п.к.в. (22…35 град. п.к.в. после ВМТ) значение средней температуры для оптимизированного расчета примерно на 40 К ниже, чем для базового.

На рисунках 4.14–4.16 показаны поля значений локальной температуры в КС дизеля при работе на дизельном биотопливе для оптимизированного расчета в сравнении с базовым расчетом для различных углов поворота КВ.



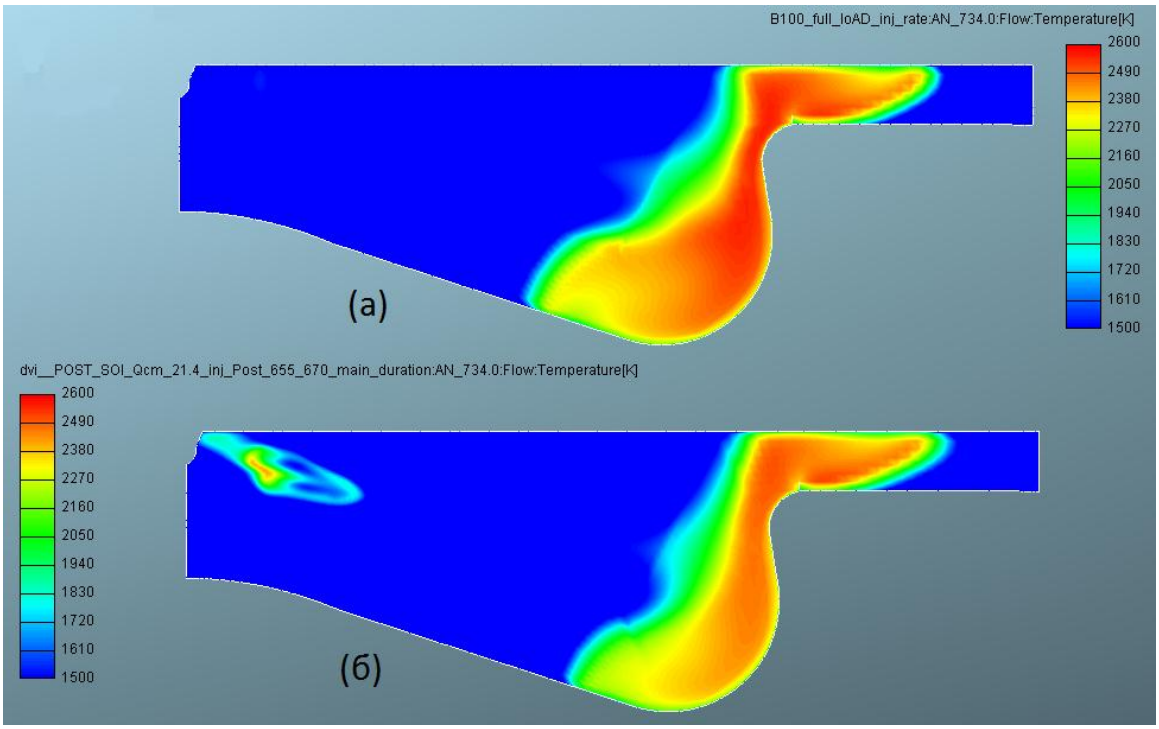
(а) – базовый расчет; (б) – оптимизированный расчет

Рисунок 4.14 – Поле значений локальной температуры в КС при значении угла поворота КВ 728 град. и нагрузке 100% от номинальной при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$



(а) – базовый расчет; (б) – оптимизированный расчет

Рисунок 4.15 – Поле значений локальной температуры в КС при значении угла поворота КВ 730 град. и нагрузке 100% от номинальной при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$



(а) – базовый расчет; (б) – оптимизированный расчет

Рисунок 4.16 – Поле значений локальной температуры в КС при значении угла поворота КВ 734 град. и нагрузке 100% от номинальной при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$

Из рисунков 4.14–4.16 видно, что максимальное значение локальной температуры для оптимизированного расчета (б) ниже по сравнению с базовым (а) примерно на 30 К и составляет 2630 К и 2660 К соответственно. Эти данные, вместе с данными о среднем значении температуры в КС позволит утверждать, что достигнут низкотемпературный процесс сгорания за счет оптимизации параметров многостадийного впрыска топлива.

4.3 Теоретическое исследование внутрицилиндровых процессов дизеля при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% от номинальной методом планирования эксперимента

4.3.1 Оптимизация угла опережения впрыскивания топлива пилотных порций

Для полноты представления картины влияния регулировочных параметров на рабочий процесс дизеля, работающего на ДБТ, принято решение провести оптимизационное исследование в более широком диапазоне изменения УОВТ первой и второй пилотных порций. Для выполнения данной задачи была сконфигурирована расчетная сетка с шагом 10 град. п.к.в. для УОВТ в диапазоне 70…20 град. п.к.в. до ВМТ для 1-й пилотной порции, а также со смещением на 5 град. п.к.в. то есть в диапазоне 65…15 град. п.к.в. до ВМТ для 2-й пилотной порции также с шагом в 10 град. п.к.в. Применение такого подхода обосновано возможностью проверить и подобрать оптимальное значение УОВТ одной пилотной порции для УОВТ другой пилотной порции.

Данные оптимизационного исследования, в том числе и диапазон изменения УОВТ 1-й и 2-й пилотных порций, а также результаты расчетов в режиме планирования эксперимента приведены в Приложении Б, таблица Б.6. Необходимо оговорить условность обозначения 1-й и 2-й пилотных порций, так как термин «первая» и «вторая» пилотная порция не всегда соответствует очередности впрыскивания, однако для избежание путаницы терминологию решено сохранить. Масса пилотных порций равна 14 мг каждой, масса основной порции – 113,2 мг.

На рисунке 4.17 приведено поле индикаторной работы за цикл. Красной пунктирной линией выделено значение базового расчета для анализируемого параметра.

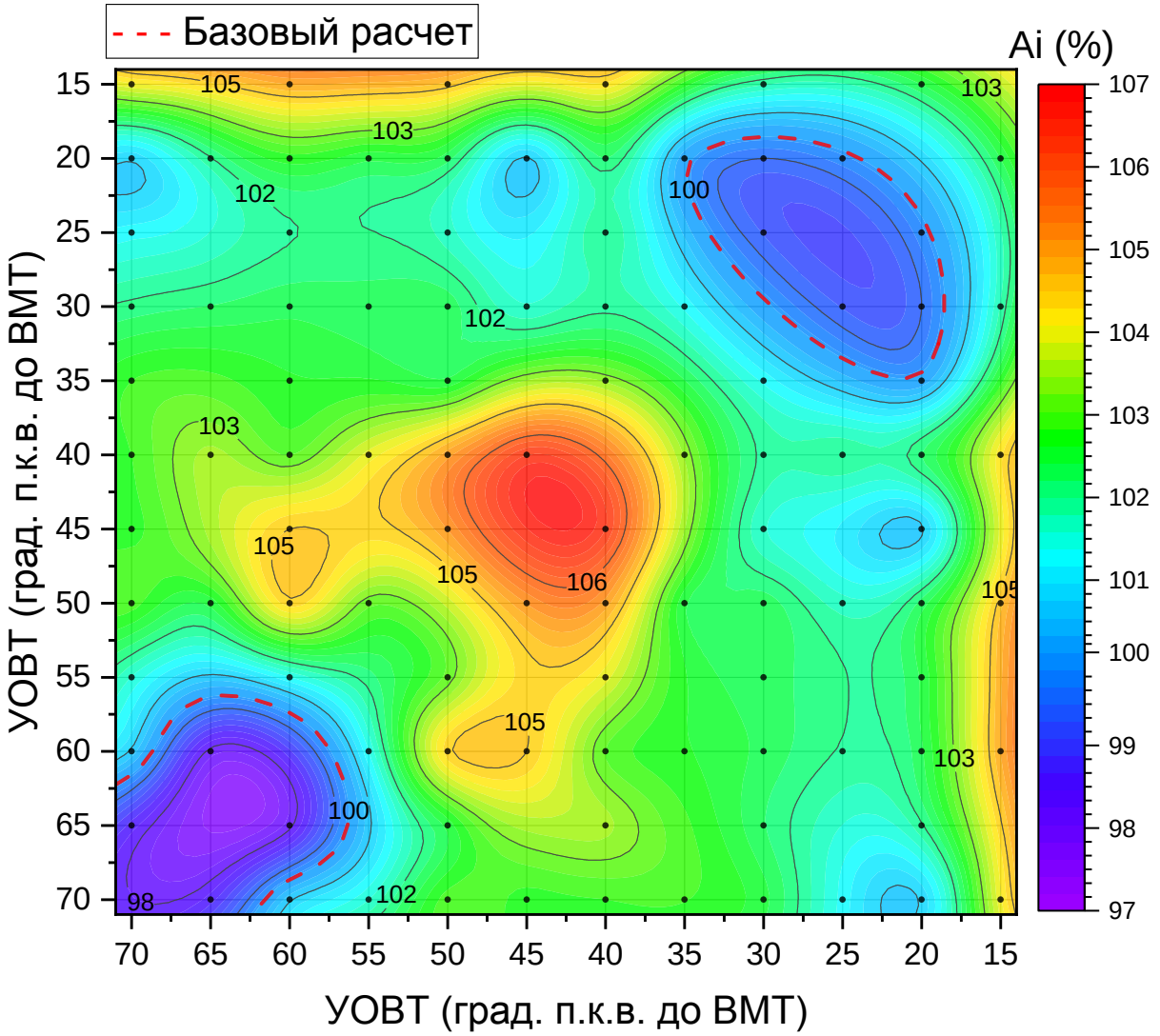


Рисунок 4.17 – Влияние УОВТ первой и второй пилотных порций на значение индикаторной работы за цикл при нагрузке 100% от номинальной

Из приведенного на рисунке 4.17 поля наглядно видны области с высоким и низким значением индикаторной работы в зависимости от значений УОВТ пилотных порций, а также соответствующие им значения УОВТ первой и второй пилотных порций. Стоит избегать больших значений УОВТ для обеих пилотный порций одновременно, это диапазон 57…70 град. п.к.в. до ВМТ и 20…35 град. п.к.в. до ВМТ.

На рисунке 4.18 приведено поле концентрации NO_x в зависимости от УОВТ первой и второй пилотных порций.

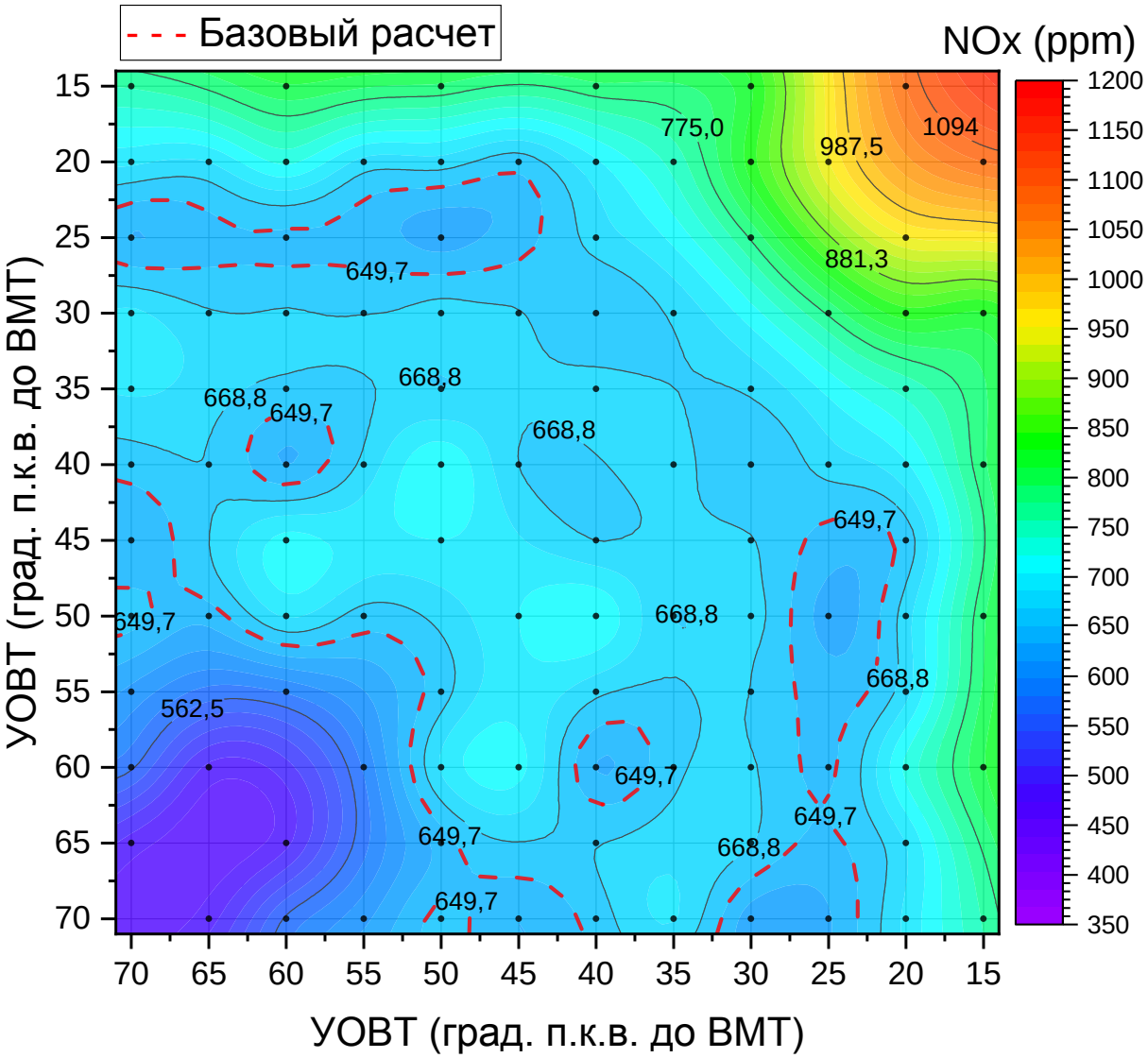


Рисунок 4.18 – Влияние УОВТ первой и второй пилотных порций на концентрацию NO_x при нагрузке 100% от номинальной

Для снижения концентрации NO_x, как видно из рисунка 4.18, значение УОВТ хотя бы одной пилотной порции должно быть более 45 град. п.к.в. до ВМТ, а при опережении впрыскивания обеих пилотных порций более 50 град. п.к.в. до ВМТ можно получить гарантированное снижение концентрации NO_x.

На рисунке 4.19 изображено поле зависимости удельных выбросов ВЧ от УОВТ первой и второй пилотных порций.

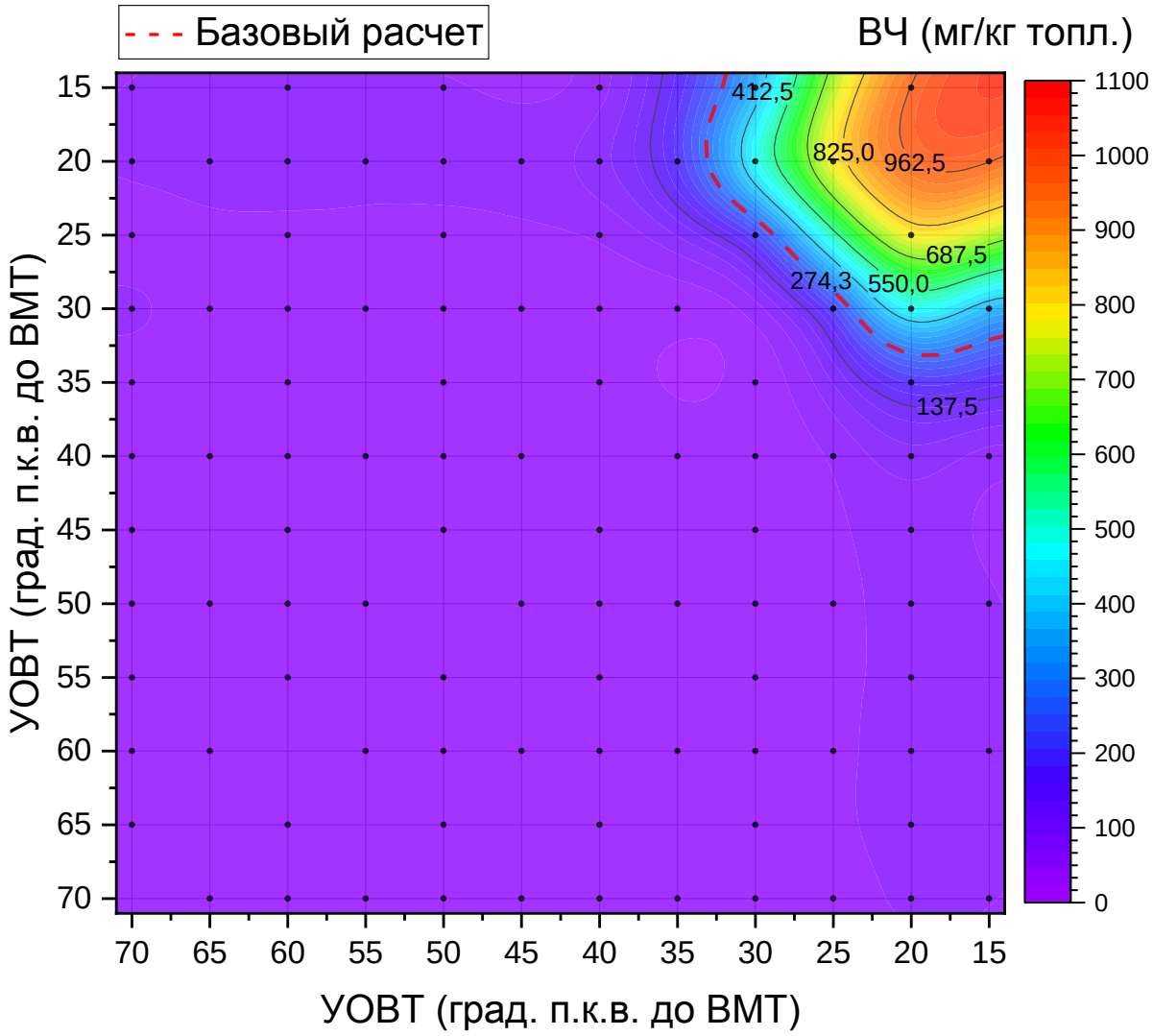


Рисунок 4.19 – Влияние УОВТ первой и второй пилотных порций на концентрацию ВЧ при нагрузке 100% от номинальной

Из рисунка 4.19 видно, что при значении УОВТ более 35 град. п.к.в. до ВМТ для первой и второй пилотных порций удается существенно (около 5 раз) снизить удельные выбросы ВЧ.

На рисунке 4.20 изображено поле жесткости работы, в зависимости от УОВТ первой и второй пилотных порций.

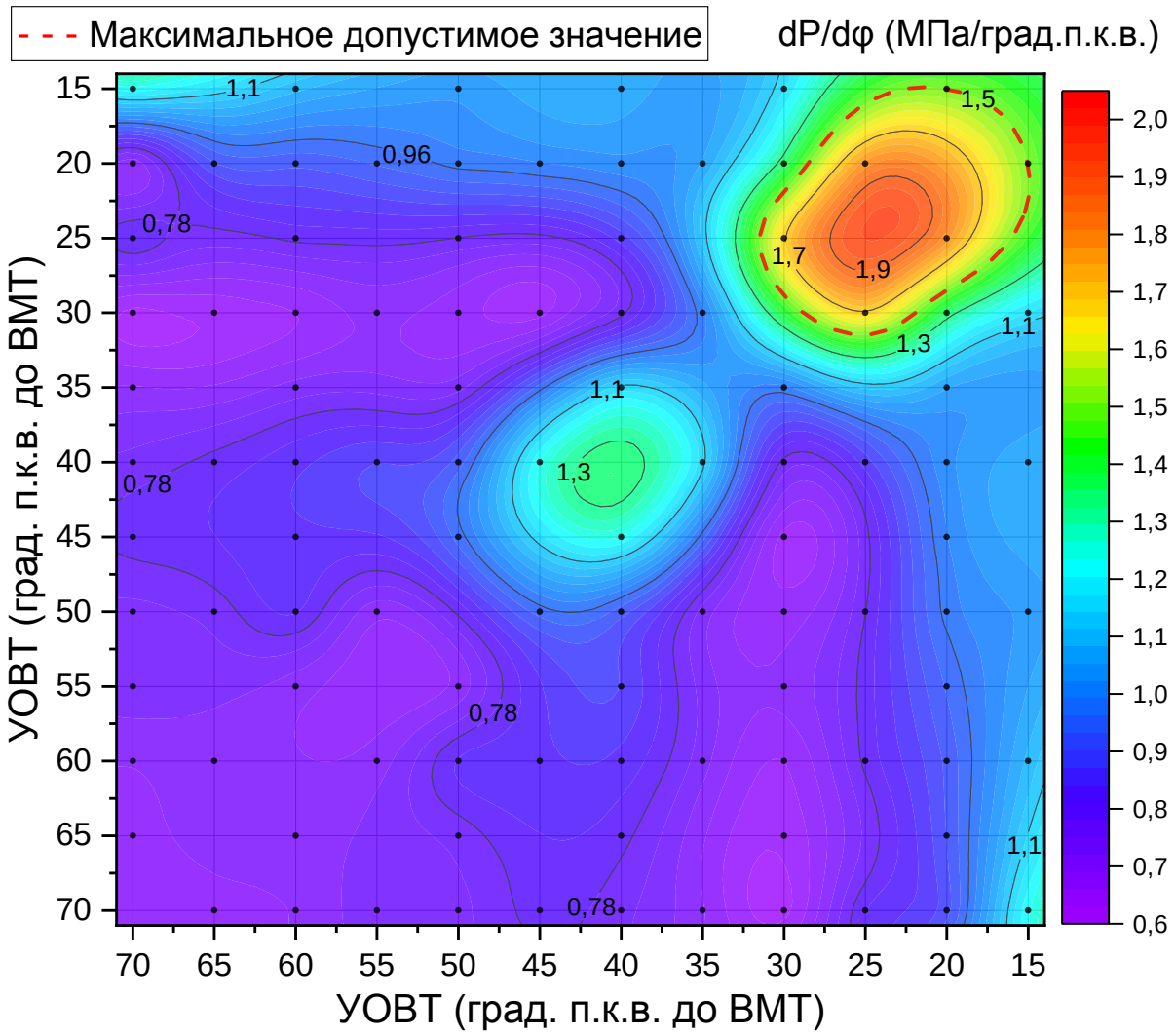


Рисунок 4.20 – Влияние УОВТ первой и второй пилотных порций на жесткость работы дизеля при нагрузке 100% от номинальной

Из поля изменения жесткости работы видно, что превышение максимального допустимого значения жесткости работы в 1,5 МПа/град. п.к.в. (красная пунктирная линия) происходит в диапазоне значений первой и второй УОВТ 15…32 град. п.к.в., следовательно, при выборе оптимального значения УОВТ первой и второй пилотных порций стоит избегать данного диапазона.

С учетом всех целевых параметров рационально выбрать значение УОВТ 1–й пилотной порции равное 55 град. п.к.в. до ВМТ, второй – 50 град. п.к.в. до ВМТ. В этом случае удается достигнуть повышения индикаторной работы цикла на 3%, концентрация NO_x сохраняется на уровне базового расчета, удельные выбросы ВЧ снижаются на 88%, жесткость работы на 35%. Учитывая опыт предыдущей

оптимизации, довольно сложно добиться одновременного увеличения индикаторной работы и снижения концентрации NO_x за счет оптимизации УОВТ пилотных порций, поэтому выбраны такие значения регулировочных параметров, при которых существует запас по значению индикаторной работы, удельных выбросов ВЧ и жесткости работы. Кроме того, важно отметить, что полученные оптимальные значения УОВТ для первой и второй пилотных порций топлива близки, хотя и отличаются от оптимальных значений аналогичного параметра ТА, полученных при «пошаговой» оптимизации. Данное отличие не является противоречием и объясняется другим подходом при нахождении оптимальных значений УОВТ первой и второй пилотных порций, близость этих значений лишь подтверждает правильность расчета. Планируется снизить концентрацию NO_x за счет оптимизации параметров порции поствпрыска.

4.3.2 Оптимизация угла начала поствпрыска и массы порции поствпрыска

В таблице Б.7 Приложения Б приведены результаты оптимизационного исследования по определению влияния параметров порции поствпрыска на рабочий процесс дизеля. Диапазон изменения угла начала поствпрыска выбран равным 8…20 град. п.к.в. после ВМТ с шагом в 2 град. п.к.в., небольшое учащение шага сделано в середине диапазона для уточнения расчета. Диапазон изменения массы порции поствпрыска составляет 1,75…17,5 мг с шагом в 3,5 мг. Масса порции поствпрыска заимствована из массы основной порции топлива. Диапазон угла начала поствпрыска с одной стороны ограничен окончанием подачи основной порции топлива, с другой – чрезмерно высоким снижением энтальпии цикла.

На рисунке 4.21 изображено поле индикаторной работы в зависимости от угла начала поствпрыска и массы порции поствпрыска.

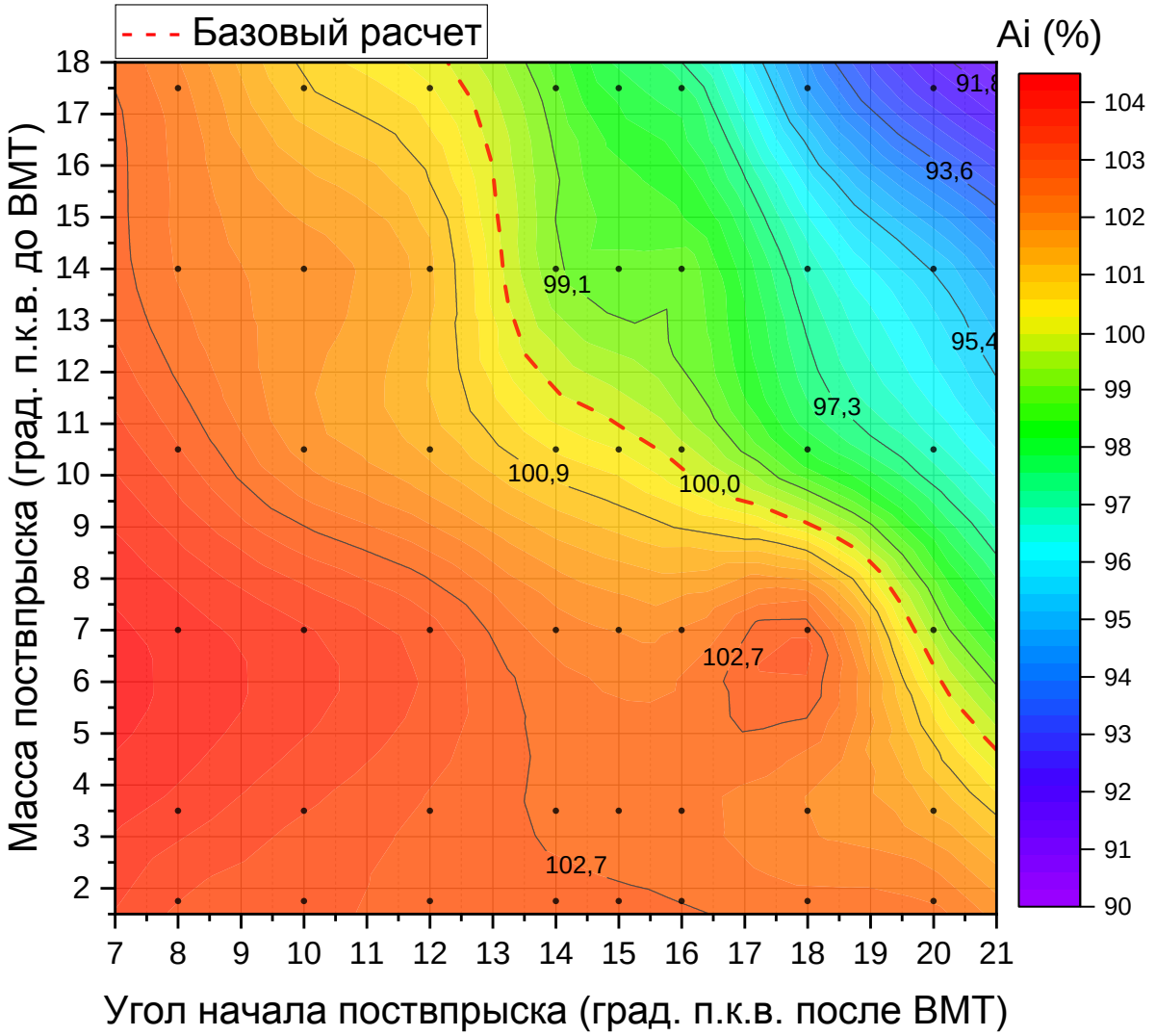


Рисунок 4.21 – Влияние угла начала и массы порции поствпрыска на значение индикаторной работы за цикл при нагрузке 100% от номинальной

Из поля распределения индикаторной работы, изображенного на рисунке 4.21 видно, что при любом значении угла начала поствпрыска и массы поствпрыска до 5 мг наблюдается увеличение индикаторной работы за цикл, по сравнению с базовым расчетом. При дальнейшем увеличении массы поствпрыска необходимо уменьшать угол начала поствпрыска для получения прироста в значении работы за цикл.

На рисунке 4.22 изображено поле удельных выбросов ВЧ в зависимости от угла начала поствпрыска и массы поствпрыска.

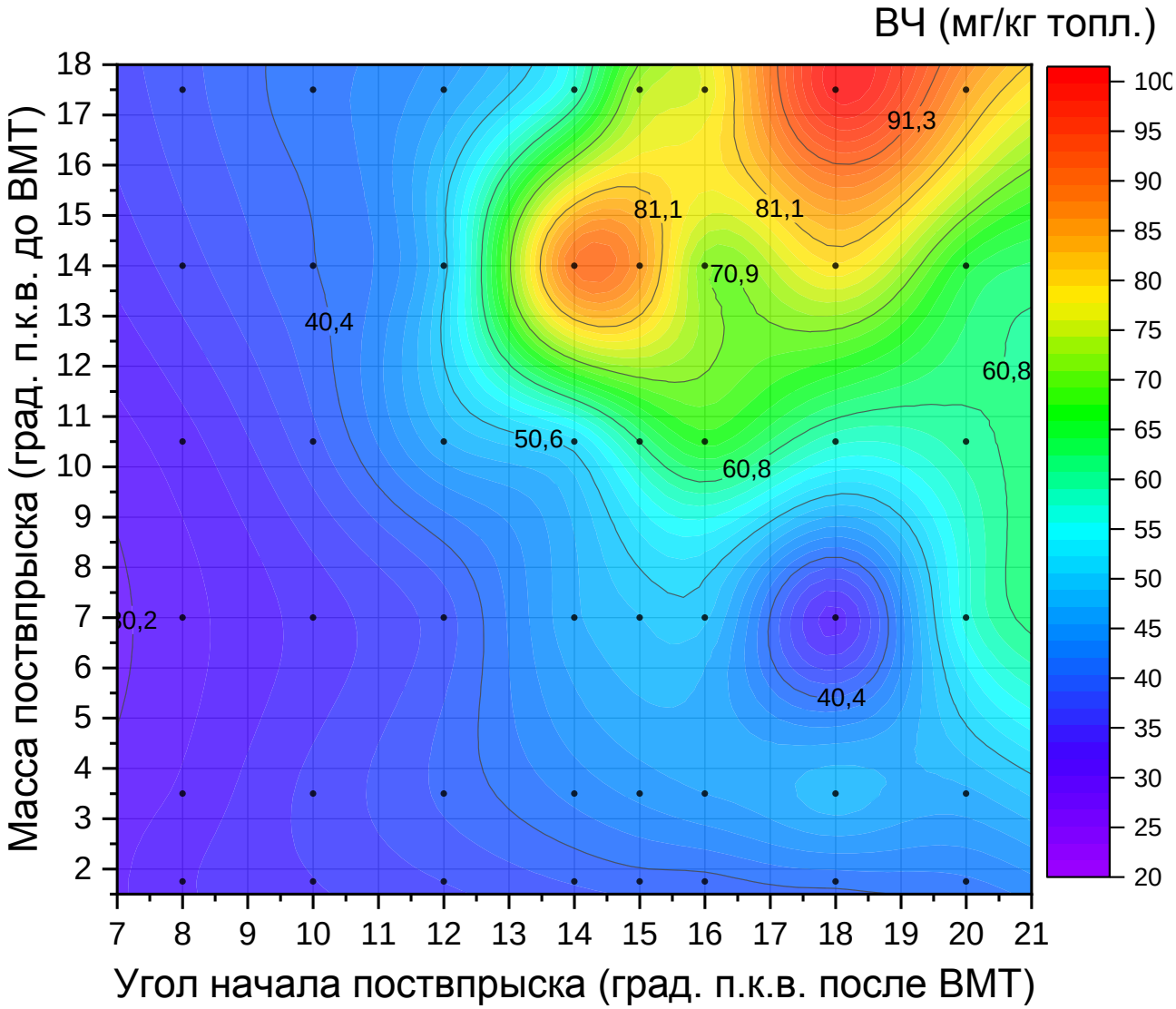


Рисунок 4.22 – Влияние угла начала и массы порции поствпрыска на концентрацию ВЧ при нагрузке 100% от номинальной

Стоит отметить, что на рисунке 4.22 отсутствует референтная линия, соответствующая значению удельных выбросов ВЧ базового расчета, которое составляет 274,3 мг/кг топлива, и отображение его на поле ухудшит визуальное восприятие картины. Более высокие значения удельных выбросов ВЧ соответствуют более высоким значениям массы поствпрыска и более высокому значению угла начала поствпрыска. При выборе оптимального значения регулировочных параметров поствпрыска ограничений нет.

На рисунке 4.23 приведено поле концентрации NO_x в зависимости от значения угла начала поствпрыска и массы поствпрыска.

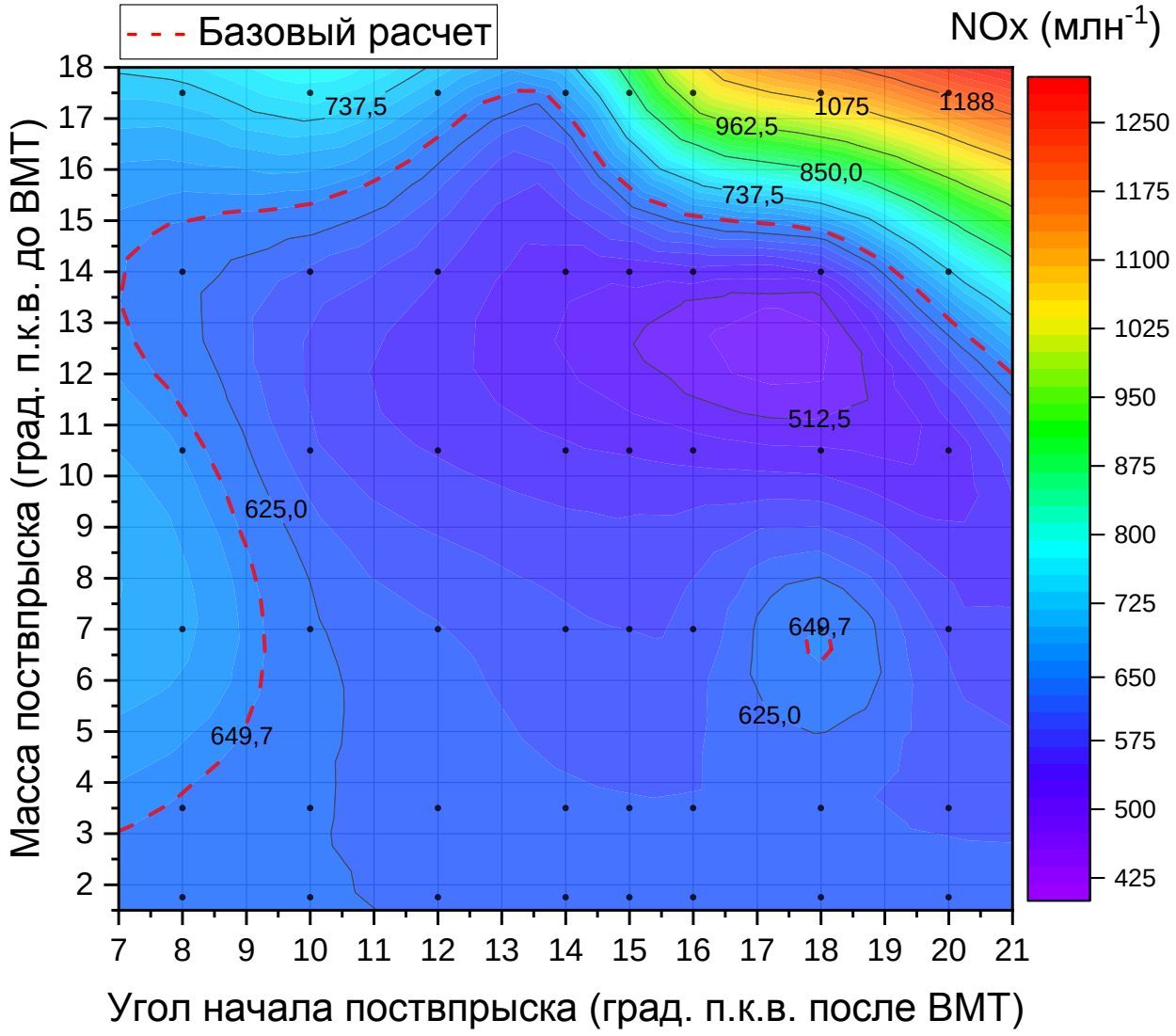


Рисунок 4.23 – Влияние угла начала и массы порции поствпрыска на концентрацию NO_x при нагрузке 100% от номинальной

Красной пунктирной линией выделено референтное значение концентрации NO_x, соответствующее базовому расчету. Минимальное значение данного параметра достигается при значении угла начала поствпрыска 15…19 град. п.к.в. после ВМТ и значении массы порции поствпрыска 10…14 мг, максимальное – при высоких значениях массы порции поствпрыска и высоких значениях угла начала поствпрыска. Стоит избегать значений массы порции поствпрыска выше 15 мг

практически во всем исследуемом диапазоне угла начала поствпрыска, также значений массы порции поствпрыска от 4 и выше при значении угла начала поствпрыска 7…9 град. п.к.в. после ВМТ.

Регулировочные параметры топливоподачи, отвечающие за поствпрыск, не оказывают влияния на значение жёсткости работы дизеля.

С точки зрения оптимального значения всех целевых параметров целесообразно выбрать массу порции поствпрыска, равную 7 мг и угол начала поствпрыска равный 16 град. п.к.в. после ВМТ. При таком значении регулировочных параметров можно получить увеличение индикаторной работы за цикл около 2%, снижение концентрации NO_x на 10%, снижение удельных выбросов ВЧ на 82%, снижение жесткости работы на 35%.

Как было описано ранее для исследования применены два подхода по оптимизации параметров топливоподачи:

- Пошаговый подход имеет преимущество по машинному времени, но недостаток по полноте представления картины влияния того или иного регулировочного параметра на рабочий процесс дизеля;
- Планирование эксперимента напротив – позволяет видеть полную картину влияния регулировочных параметров на рабочий процесс, однако занимает существенно больше машинного времени. К примеру, оптимизационное исследование, проведенное с применением первого подхода, заняло около полутора недель машинного времени (процесс расчета режимов), второго – около трех, с учетом того, что исследования оптимального значения массы пилотных порций с его применением не проводилось.

Результаты оптимизации при помощи двух подходов можно увидеть в таблице 4.4.

Таблица 4.4 – Результаты оптимизации рабочего процесса при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% от номинальной

	Оптимальные значения регулировочных параметров ТА					Целевые показатели рабочего процесса			
	УОВТ пилотной порции, град. п.к.в. до ВМТ		Масса пилотных порций, мг	Угол начала поствпрыска, град. п.к.в. после ВМТ	Масса порции поствпрыска, мг	A_i, %	dP/dφ, %	ВЧ, %	NO_x, %
	1-я	2-я							
Базовый расчет	20,7	-	14	-	-	100	100	100	100
*УОВТ основной порции 5,3 град. п.к.в. до ВМТ, масса 127,2 мг									
Оптимальное значение пошаговая оптимизация	65	50	10,5	10	3,5	100,5	65	17	84
*УОВТ основной порции 5,3 град. п.к.в. до ВМТ, масса 116,7 мг									
Оптимальное значение планирование эксперимента	55	50	14	16	7	102	65	18	90
*УОВТ основной порции 5,3 град. п.к.в. до ВМТ, масса 109,7 мг									

Оба подхода показали свою дееспособность, и позволили добиться улучшения рабочего процесса на данном режиме, однако все же предпочтение стоит отдавать первому подходу, для сокращения времени расчета и только при невозможности добиться необходимого результата переходить ко второму. Различие в значении УОВТ пилотных порций между пошаговым методом оптимизации и методом планирования эксперимента не является противоречием, так как значения близки друг к другу. Параметры поствпрыска отличаются из-за отличающихся оптимальных значений параметров пилотных порций.

4.4 Теоретическое исследование внутрицилиндровых процессов дизеля, работающего на ДБТ при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной

4.4.1 План оптимизационного исследования

Выбранный рабочий режим характеризуется нагрузкой 25% от номинальной, одной пилотной порцией, массой 14 мг и основной порцией, массой 43,16 мг.

Для оценки возможности совершенствования рабочего процесса дизеля на данном режиме, необходимо провести оптимизационное исследование по аналогии с режимом 100% нагрузки от номинальной.

Принято решение провести оптимизацию следующих регулировочных параметров ТА:

- Изменение УОВТ первой и второй пилотных порций в диапазоне 70...10 град п.к.в. до ВМТ с шагом 5 град. п.к.в;
- Изменение массы пилотных порций в диапазоне 3,5...18,2 мг таким образом, чтобы масса первой пилотной порции равнялась массе второй пилотной порции;
- Изменение угла начала поствпрыска в диапазоне 0...40 град. п.к.в. после ВМТ с шагом 5 град.п.к.в;
- Изменение массы поствпрыска в диапазоне 3,5...14 мг.

Предполагается добиться снижения концентрации NO_x, удельных выбросов ВЧ одновременно с повышением или сохранением экономичности дизеля. Важно отметить, что регулировочные характеристики по изменяемому параметру определяются при неизменном значении иных регулировочных параметров.

4.4.2. Теоретическое исследование внутрицилиндровых процессов дизеля, работающего на ДБТ при добавлении второй пилотной порции топлива

4.4.2.1 Оптимизация параметров топливоподачи пилотных порций

Масса первой и второй пилотных порций одинакова и равна 14 мг, как можно видеть на диаграммах впрыскивания топлива при оптимизации УОВТ первой пилотной порции для трех различных фиксированных значений УОВТ второй пилотной порции: 45 град. п.к.в. до ВМТ, 19,2 град. п.к.в. до ВМТ и 10 град. п.к.в. до ВМТ (Приложение Б рисунки Б.1 – Б.3 соответственно). УОВТ первой пилотной порции является переменным параметром и показан красной штриховой линией, диапазон изменения составляет 70…10 град. п.к.в. до ВМТ с шагом 5 град. п.к.в. Цвета линий, которыми изображена первая пилотная порция соответствуют цветам на рисунке 4.24 на котором представлены графики индикаторной работы за цикл, жесткости работы, удельных выбросов ВЧ и концентрации NO_x в зависимости от УОВТ пилотных порций при впрыскивании двух пилотных и одной основной порции. Таблица Б.8 со значением этих параметров находится в Приложении Б.

Красной штриховой линией обозначено референтное значение, соответствующее базовому расчету. Каждой из трех линий на графике соответствует фиксированное значение второй пилотной порции (указано в легенде) и переменное для первой.

Можно видеть, что с уменьшением УОВТ первой пилотной порции происходит увеличение индикаторной работы цикла. При значении УОВТ второй пилотной порций, равном 45 град. п.к.в до ВМТ достигнуть значения индикаторной работы цикла, равного уровню базового расчета, возможно только при значении УОВТ первой пилотной порции равном 10 град. п.к.в. до ВМТ, при этом также видно, что значение концентрации NO_x превышает базовое значение, что противоречит целям оптимизации.

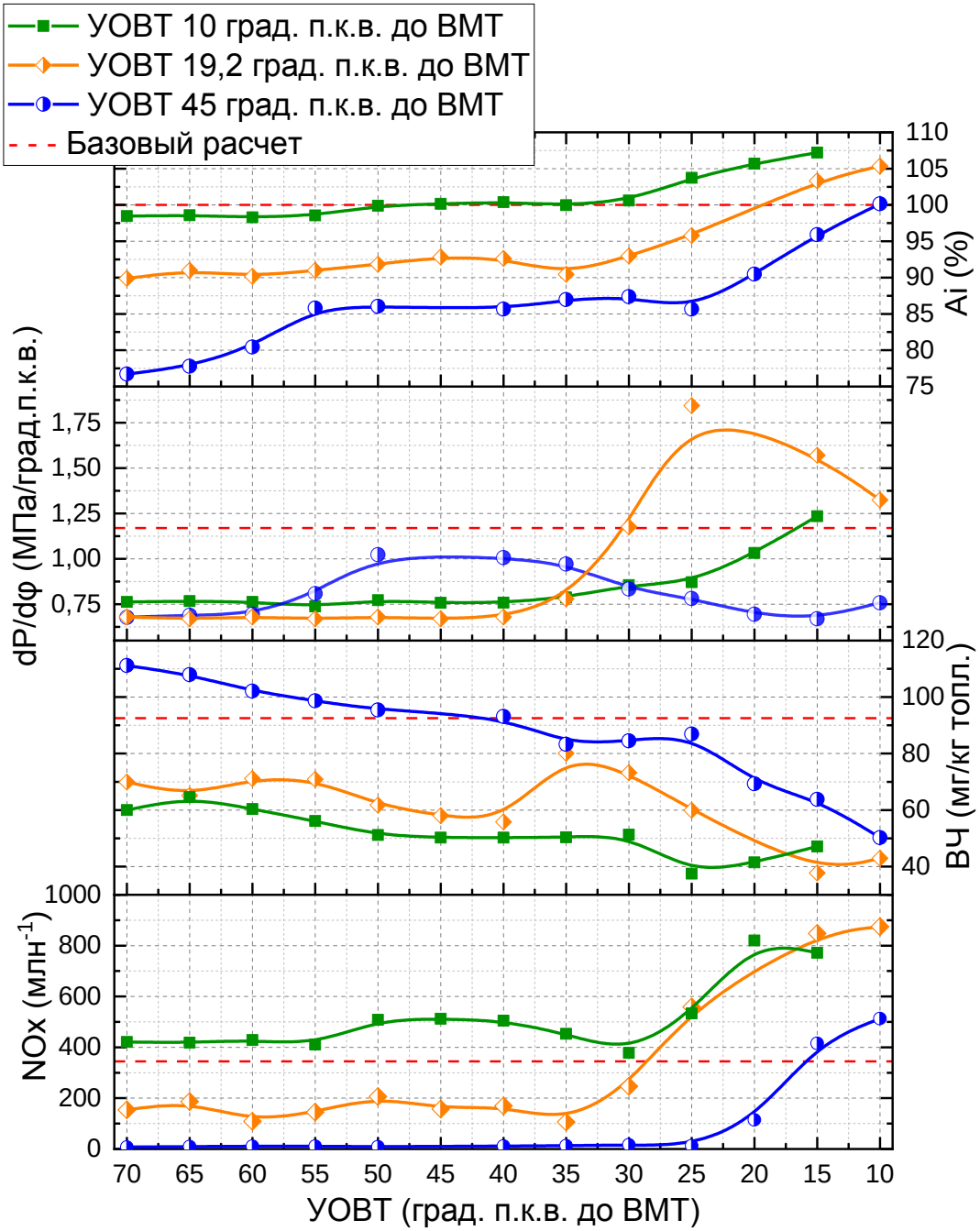


Рисунок 4.24 – Влияние УОВТ 1-й пилотной порций на характеристики дизеля при фиксированных значениях УОВТ 2-й пилотной порции

Данная закономерность прослеживается и для двух других исследуемых фиксированных значений УОВТ второй пилотной порции. С увеличением УОВТ первой пилотной порции происходит снижение концентрации NO_x и увеличение удельных выбросов ВЧ. Закономерность изменения удельных выбросов ВЧ, концентрации NO_x и индикаторной работы цикла подробно описана в предыдущем разделе для нагрузочного режима 100% нагрузки от номинальной, табличные

значения параметров сгорания для значений УОВТ второй пилотной порции 45 град. п.к.в. до ВМТ и 10 град. п.к.в. до ВМТ можно увидеть в Приложении Б таблица Б.9 и таблица Б.10 соответственно. Масса пилотных порций сопоставима с массой основной порции, влияние отрицательной работы сжатия на значение индикаторной работы на данном режиме гораздо более существенное. Увеличением отрицательной работы сжатия с увеличением УОВТ пилотных порций объясняется снижение индикаторной работы. Ни при одном из представленных фиксированных значений УОВТ второй пилотной порции не удается достигнуть одновременного увеличения значения индикаторной работы цикла или сохранение ее на базовом уровне и снижения концентрации NO_x.

Исходя из вышеописанного необходимо произвести оптимизационное исследование влияния УОВТ пилотных порций на рабочий процесс с применением планирования эксперимента и построения сетки значений УОВТ (Приложение Б таблица Б.11) первой и второй пилотных порций, по результатам которого будет выбрано оптимальное значение УОВТ для каждой пилотной порции.

На рисунке 4.25, показано поле индикаторной работы цикла в зависимости от УОВТ пилотных порций. Как видно из рисунка 4.3.4, достижение базового уровня индикаторной работы цикла, а также его увеличение возможно только при малых УОВТ одной из пилотных порций или двух одновременно.

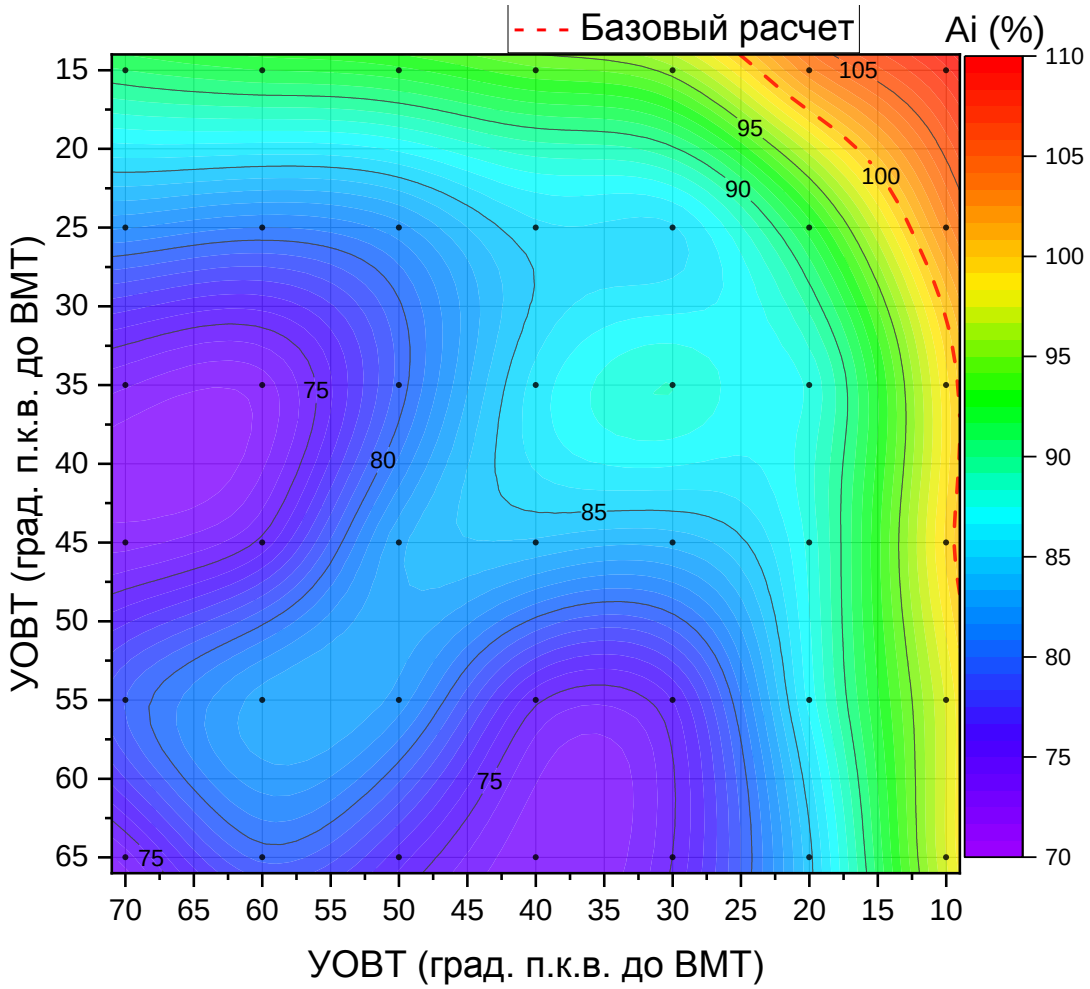


Рисунок 4.25 – Поле индикаторной работы в зависимости от УОВТ пилотных порций на режиме 25% нагрузки от номинальной

На рисунке 4.26 изображено поле жесткости работы дизеля, из которого видно, что диапазон превышения допустимого значения жесткости работы в 1,5 МПа/град. п.к.в. расположен примерно в диапазоне УОВТ 30…15 град. п.к.в до ВМТ для обоих пилотных порций, то есть при довольно близком к ВМТ и друг к другу моменту впрыскивания пилотных порций. Стоит отметить, что в данном случае в качестве референтной линии указано максимально допустимое значение жесткости работы для дизелей.

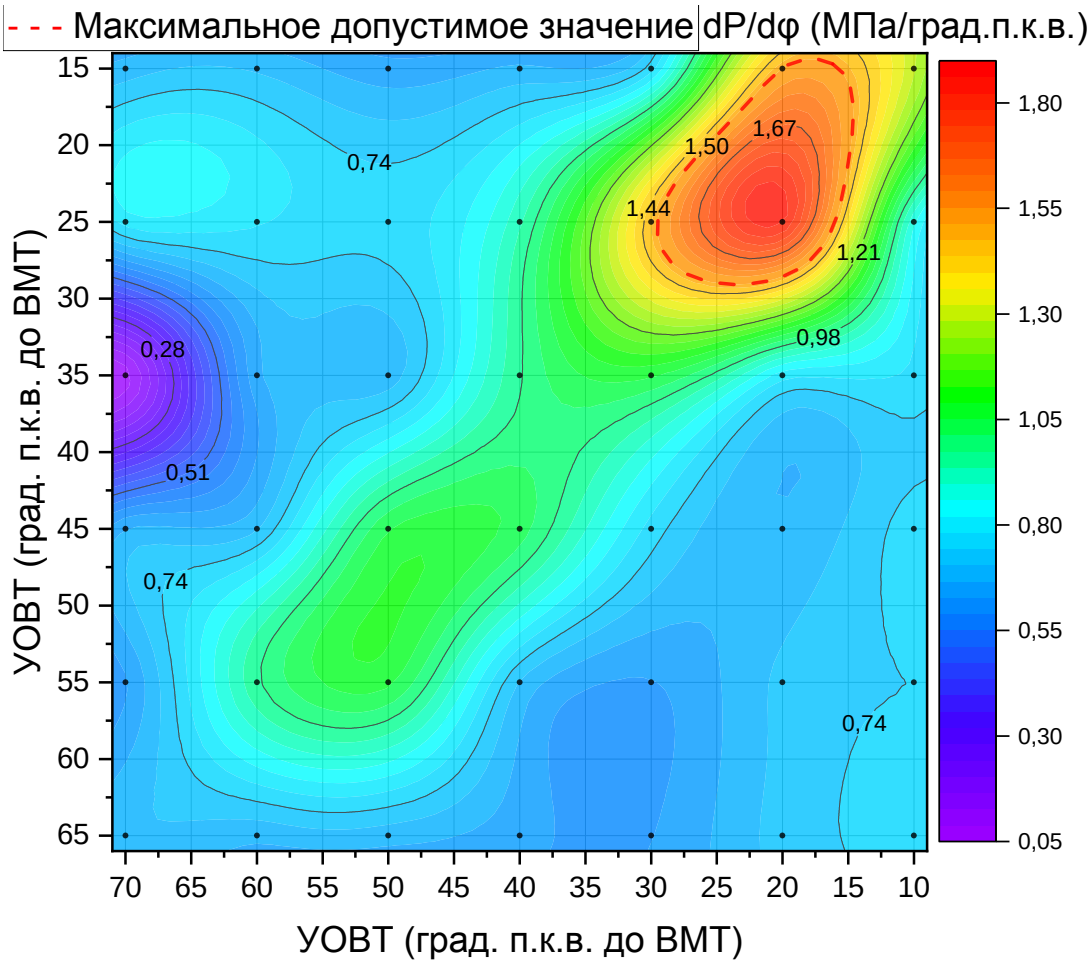


Рисунок 4.26 – Поле жесткости работы дизеля в зависимости от УОВТ пилотных порций на режиме 25% нагрузки от номинальной

На рисунке 4.27 изображено поле удельных выбросов ВЧ в зависимости от УОВТ первой и второй пилотных порций. Для снижения удельных выбросов ВЧ, значение УОВТ первой пилотной порции должно находиться в диапазоне 37…10 град п.к.в до ВМТ. При этом значение УОВТ второй пилотной порции не должно быть меньше 20 град. п.к.в. до ВМТ.

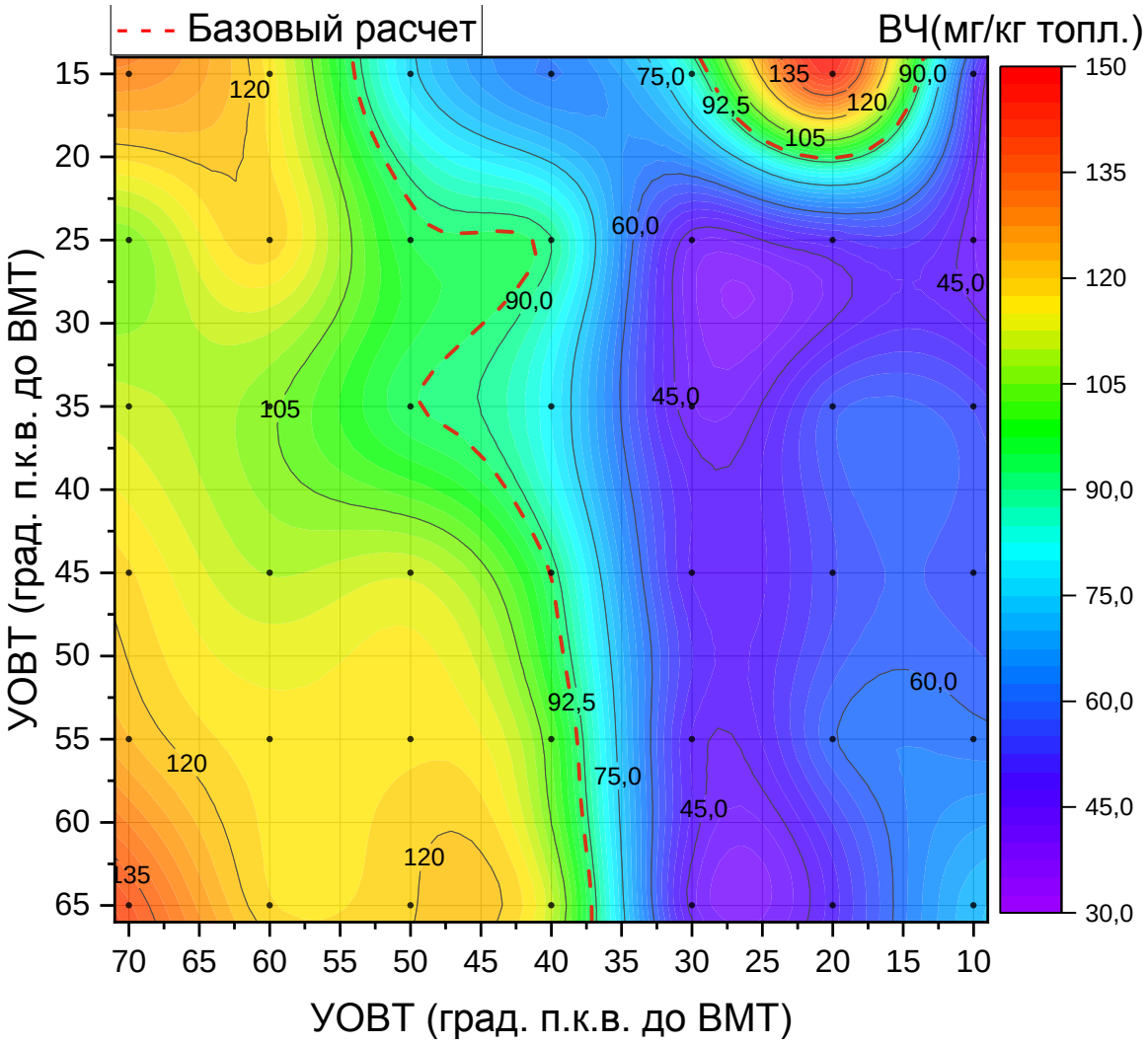


Рисунок 4.27 – Поле удельных выбросов ВЧ в зависимости от УОВТ пилотных порций на режиме 25% нагрузки от номинальной

Из графика, изображенного на рисунке 4.28 хорошо видно, что превышение концентрации NO_x, соответствующей базовому значению, происходит немного раньше, чем значение индикаторной работы цикла сравняется со значением базового расчета. Видна довольно большая зона со значением концентрации NO_x ниже базового уровня, при значении УОВТ пилотных порций более 20…25 град. п.к.в. до ВМТ каждой.

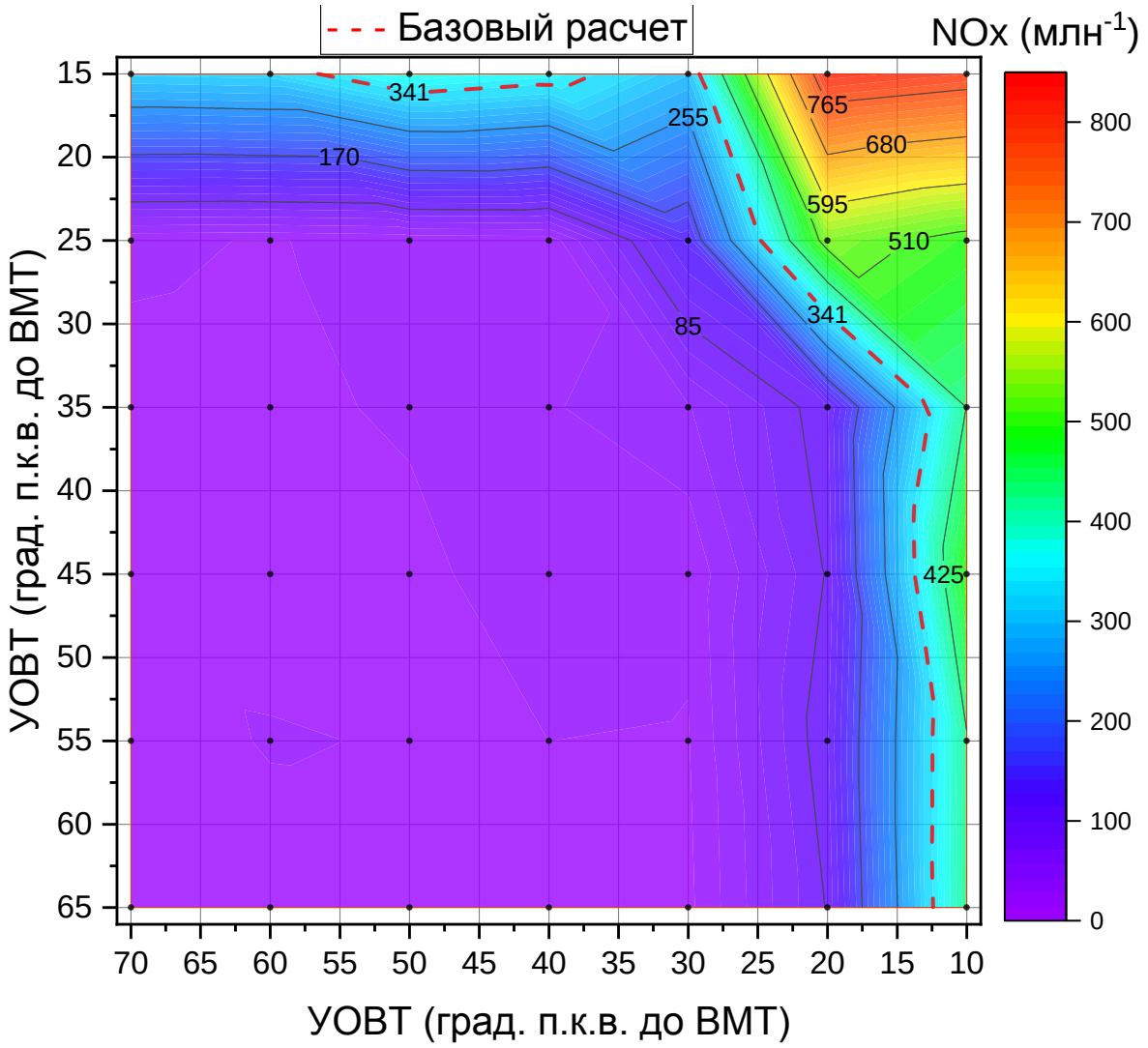


Рисунок 4.28 – Поле концентрации NO_x в зависимости от УОВТ пилотных порций на режиме 25% нагрузки от номинальной

Из анализа представленных графиков можно сделать вывод о том, что за счет изменения УОВТ первой и второй пилотных порций, добиться одновременного снижения концентрации NO_x и повышения или сохранения на базовом уровне значения индикаторной работы цикла не представляется возможным.

На следующем шаге решено произвести оптимизационное исследование влияния массы пилотных порций для двух вариантов значений УОВТ первой пилотной порции:

1) УОВТ первой пилотной порции 45 град. п.к.в. до ВМТ, второй – 19,2 град. п.к.в. до ВМТ, при которых достигаются самые низкие значения концентрации NO_x и низкое значение индикаторной работы. За счет уменьшения массы пилотных

порций предполагается снизить значение отрицательной работы цикла, имея запас по значению концентрации NO_x.

2) УОВТ первой пилотной порции 19,2 град. п.к.в. до ВМТ, второй – 10 град. п.к.в. до ВМТ. В данном случае планируется снизить концентрацию NO_x за счет уменьшения массы пилотных порций. При условии сопоставимости массы пилотных порций с массой основной порции – момент сгорания, а также процессы дробления, нагрева, испарения и смесеобразования массы топлива, впрыснутого пилотными порциями, имеют существенное влияние на рабочий процесс дизеля, и максимальную температуру цикла.

Результаты оптимизационного исследования показаны на рисунке 4.29, а значения регулировочных параметров можно видеть в таблице Б.12 Приложения Б.

Из графика индикаторной работы, приведенного на рисунке 4.29 хорошо видно, что при значении УОВТ первой пилотной порции 45 град. п.к.в. до ВМТ, второй – 19,2 град. п.к.в. до ВМТ в выбранном диапазоне изменения массы пилотных порций наблюдается снижение индикаторной работы в диапазоне 5…9%, также снижение жесткости работы дизеля со снижением массы пилотных порций. В диапазоне массы пилотных порций 1,75…10,5 удельные выбросы ВЧ выше базового уровня, при дальнейшем увеличении массы пилотных порций заметно снижение удельных выбросов ВЧ. Значение концентрации NO_x ниже значений базового расчета во всем диапазоне изменения массы пилотных порций.

При значении УОВТ первой пилотной порции 19,2 град. п.к.в. до ВМТ, второй – 10 град. п.к.в. до ВМТ значение индикаторной работы ниже значения индикаторной работы базового расчета в диапазоне 1,75…7 мг, при дальнейшем увеличении массы пилотных порций наблюдается увеличение индикаторной работы цикла. Значение жесткости работы не превышает 1,5 МПа/град. п.к.в. во всем диапазоне изменения массы пилотных порций. Значение удельных выбросов ВЧ выше значения базового расчета в диапазоне изменения массы пилотных порций 3,5…9 мг.

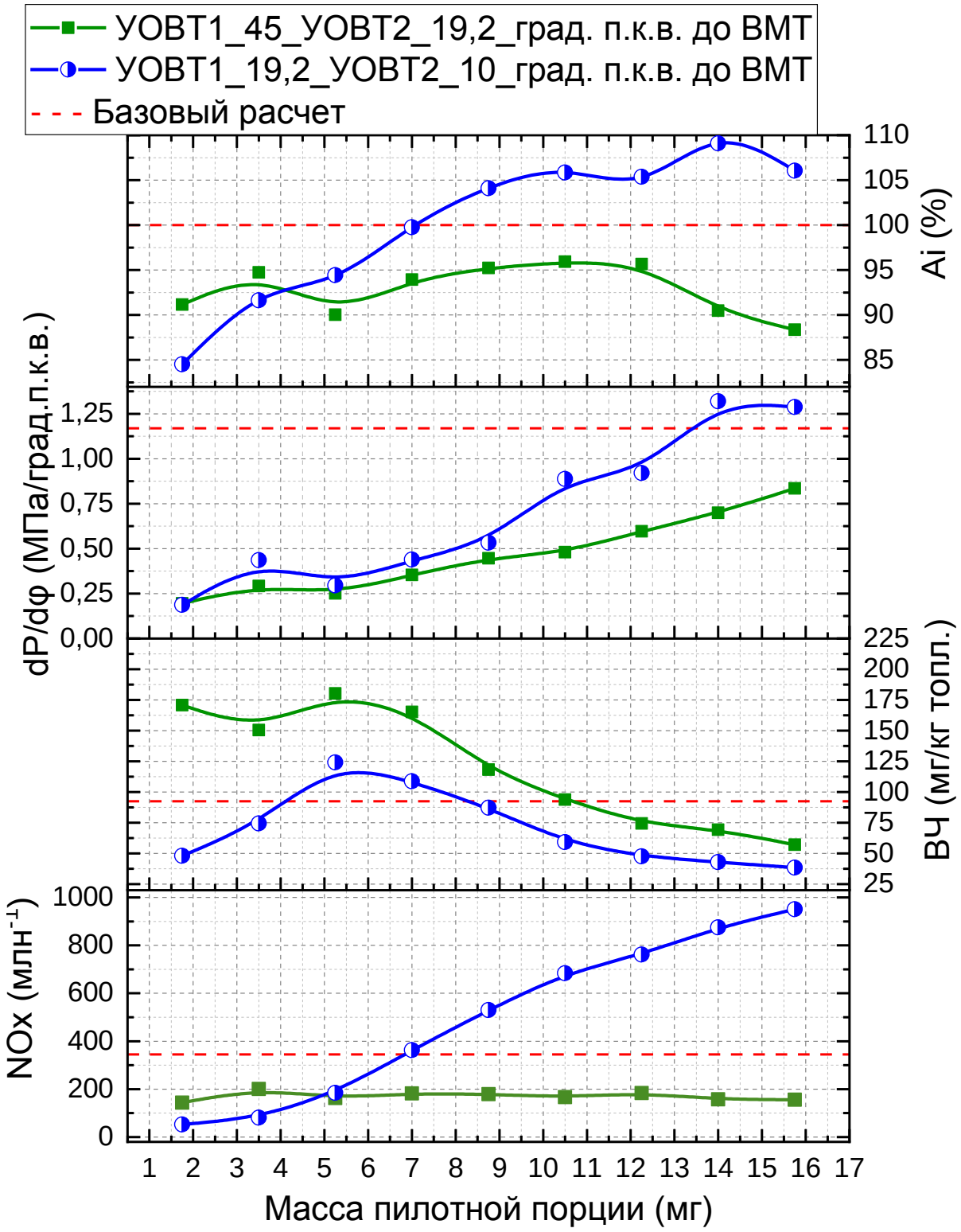


Рисунок 4.29 – Влияние массы пилотных порций на характеристики дизеля при нагрузке 25% от номинальной

Значение концентрации NO_x ниже базового значения при массе пилотных порций 1,75…7 мг, при дальнейшем повышении массы пилотных порций значение

концентрации NO_x увеличивается, достигая максимального значения при 15,75 мг. Минимальное значение концентрации NO_x достигается при массе пилотных порций 1,75 мг.

Можно утверждать, что за счет изменения массы пилотных порций также не удалось добиться увеличения или сохранения индикаторной работы на уровне базового расчета и одновременного снижения концентрации NO_x.

4.4.2.2 Оптимизация УОВТ основной порции топлива

Следующим шагом решено исследовать влияние УОВТ основной порции на рабочий процесс дизеля. Исследование влияния УОВТ основной порции на рабочий процесс будет происходить при значении УОВТ первой пилотной порции равном 45 град. п.к.в до ВМТ, второй – 19,2 град. п.к.в. до ВМТ и массе пилотных порций 12,25 мг. Предполагается, что при таких регулировочных параметрах пилотных порций удастся повысить значение индикаторной работы при имеющемся запасе в значении концентрации NO_x. Результаты исследования приведены на рисунке 4.30 и в таблице Б.13 Приложения Б.

Из представленного на рисунке 4.30 графика хорошо видно, что оптимальным значением УОВТ основной порции для индикаторной работы является диапазон 11…5 град. п.к.в. до ВМТ. При увеличении УОВТ основной порции до 15 град. п.к.в. до ВМТ наблюдается снижение индикаторной работы цикла из-за увеличения отрицательной работы сжатия, а при уменьшении до значения 15 град. п.к.в. после ВМТ (на графике -15 град. п.к.в. до ВМТ) – за счет увеличения потерь тепла в стенки цилиндра и с отработавшими газами. Изменение УОВТ основной порции топлива в выбранном диапазоне не приводит к превышению значения жёсткости работы в 1,5 МПа на град. п.к.в.

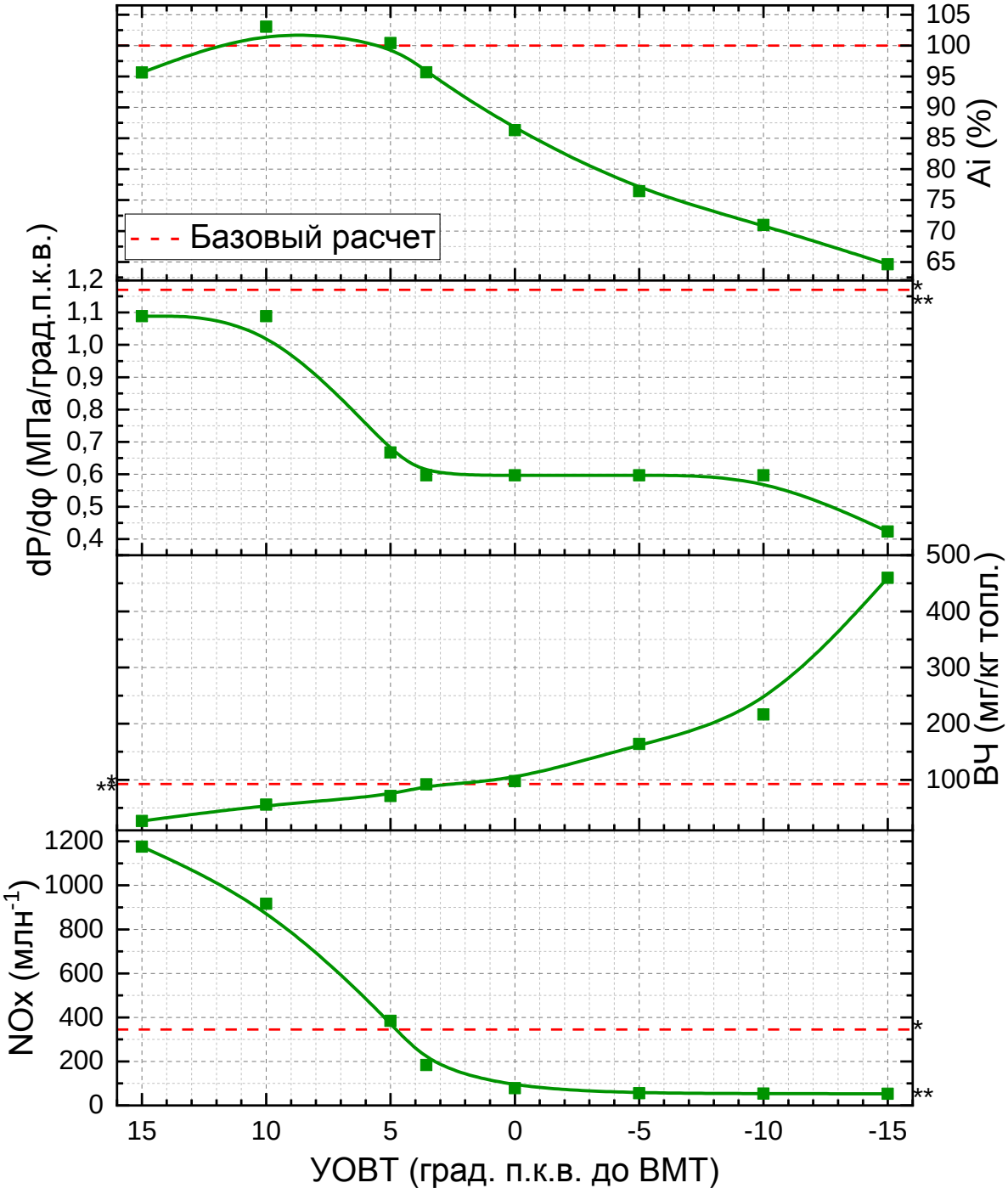


Рисунок 4.30 – Влияние УОВТ основной порции на характеристики дизеля при нагрузке 25% от номинальной

Для снижения удельных выбросов ВЧ стоит выбирать диапазон изменения УОВТ в пределах 15…0 град. п.к.в до ВМТ, минимальное значение данного параметра достигается при значении равном 15 град. п.к.в. до ВМТ и составляет 71% от базового значения.

Для снижения концентрации NO_x следует избегать значений УОВТ основной порции ранее 5 град. п.к.в. до ВМТ. Зависимость концентрации NO_x от УОВТ выглядит классическим образом.

По результатам исследования можно сделать вывод, что оптимальным значением УОВТ основной порции топлива следует принять 5 град. п.к.в. до ВМТ. При таком значении удается повысить значение индикаторной работы до значения базового расчета, снизить жесткость работы (за счет уменьшения массы пилотных порций и оптимизации УОВТ пилотных порций), снизить удельные выбросы ВЧ на 23%, однако при этом происходит повышение концентрации NO_x на 20%. Значение последнего параметра планируется снизить за счет применения поствпрыска.

4.4.2.3 Оптимизация параметров топливоподачи поствпрыска

В Приложении Б, в таблице Б.14 показаны значения регулировочных параметров при оптимизации параметров поствпрыска. Из графиков, приведенных на рисунке 4.31 видно, что добавление поствпрыска снижает индикаторную работу цикла. Значение индикаторной работы снижается с увеличением угла начала посвпрыска, как и значение концентрации NO_x, однако хорошо видно, что в момент достижения значения базового уровня по показателю концентрации NO_x, величина индикаторной работы цикла ниже базового значения на 3%. Максимальное значение удельных выбросов ВЧ превышает базовое значение не более чем на 10%. Добавлении второй пилотной порции, уменьшение массы пилотных порций и добавление поствпрыска не позволяет увеличить индикаторную работу цикла или сохранить ее значение на базовом уровне при снижении концентрации NO_x и удельных выбросов ВЧ.

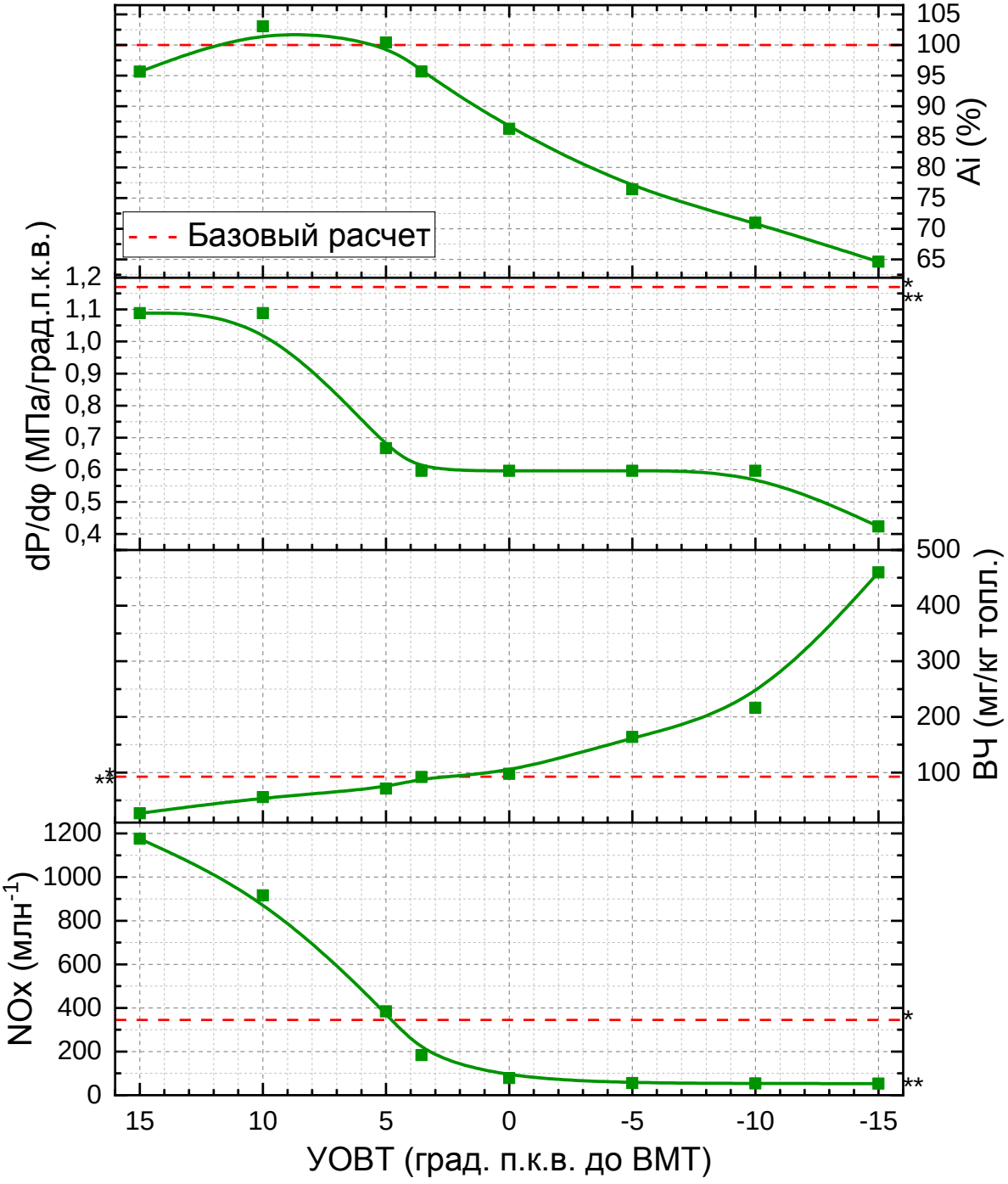


Рисунок 4.31 – Влияние угла начала поствпрыска на характеристики дизеля при нагрузке 25% от номинальной

Можно сделать предположение о том, что излишнее растягивание процесса впрыскивания, испарения и приготовления рабочей смеси приводит к увеличению длительности сгорания вследствие увеличения значения коэффициента избытка воздуха в зоне горения и является нерациональным на данном нагрузочном

режиме, который характеризуется высоким значением среднего по цилиндру коэффициента избытка воздуха, что свидетельствует о наличии окислителя в избытке.

На основе результатов проведенного исследования принято решения отказаться от применения второй пилотной порции.

4.4.3. Теоретическое исследование внутрицилиндровых процессов дизеля, работающего на ДБТ при применении одной пилотной порции топлива

4.4.3.1 Оптимизация параметров топливоподачи пилотной порции

Первым шагом оптимизации параметров топливоподачи с применением одной пилотной порции является оптимизация УОВТ пилотной порции, диапазон изменения которого указан в таблице Б.15 Приложения Б.

На рисунке 4.32 представлены параметры рабочего процесса дизеля при оптимизации УОВТ пилотной порции, в данном случае впрыскивание топлива осуществляется в две стадии – одна пилотная порция и одна основная.

На рисунке 4.32 видна референтная штриховая линия, которая соответствует значению базового расчета. Хорошо видно, что с увеличением УОВТ пилотной порции снижается значение индикаторной работы. С целью сохранения индикаторной работы цикла на базовом уровне стоит выбирать УОВТ пилотной порции не ранее 20 град. п.к.в. до ВМТ.

Жесткость работы дизеля имеет схожую с индикаторной работой зависимость от УОВТ. Максимальное значение жесткости работы в исследуемом диапазоне УОВТ не превышает максимально допустимое значение в 1,5 МПа/град. п.к.в., поэтому по данному оценочному параметру ограничений нет.

Значение концентрации NO_x остается практически неизменным при значении УОВТ первой пилотной порции в диапазоне 70…30 град. п.к.в. до ВМТ. При более маленьких значениях УОВТ наблюдается рост концентрации NO_x и достижение максимального значения в 400 млн$^{-1}$ при УОВТ пилотной порции 10 град. п.к.в. до ВМТ. Увеличение концентрации связано с увеличением локальной температуры

цикла, которая, в свою очередь связана с локальным обогащением смеси за счет приближения момента впрыскивания пилотной порции к моменту впрыскивания основной порции.

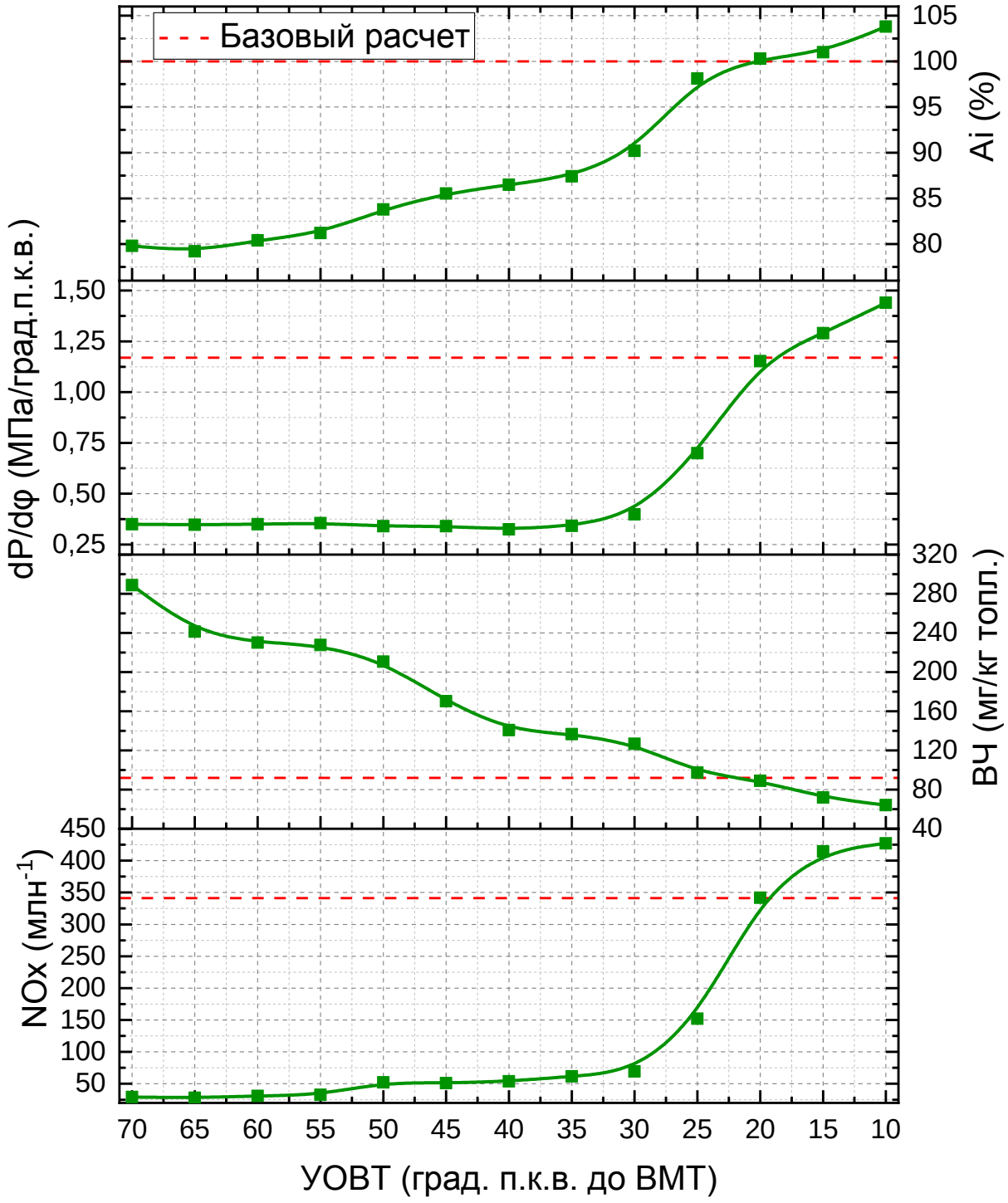


Рисунок 4.32 – Параметры рабочего процесса дизеля при различных значениях УОВТ пилотной порции при двухстадийном впрыскивании

Из-за невозможности оптимизировать рабочий процесс по выбранным целевым параметрам, а именно снизить концентрацию NO_x и удельные выбросы ВЧ при сохранении значения индикаторной работы на базовом уровне за счет изменения УОВТ, последнее решено оставить равным 19,2 град. п.к.в. до ВМТ.

Следующим параметром для оптимизации является масса пилотной порции. Было принято решение изменять массу пилотной порции в диапазоне 1,75…14 мг. Важно отметить, что масса пилотной порции в базовом расчете равна 14 мг, что составляет примерно 30% от массы основной порции. Превышать это значение нецелесообразно по причине увеличения отрицательной работы сжатия.

Результаты оптимизационного исследования приведены на рисунке 4.33, значения параметров топливоподачи приведены в таблице Б.16 в Приложении Б.

Из графика индикаторной работы, изображенного на рисунке 4.33 видно, что с увеличением массы пилотной порции происходит увеличение индикаторной работы за цикл. При значении массы пилотной порции 12,25 мг можно наблюдать небольшой прирост индикаторной работы, примерно 1,5%. При дальнейшем увеличении массы пилотной порции до 14 мг, значение индикаторной работы немного уменьшается до уровня базового расчета.

Важно отметить, что вместе с увеличением массы пилотной порции происходит увеличение отрицательной работы сжатия, однако также увеличивается и индикаторная работа цикла. Влияние массы пилотной порции на рабочий процесс дизеля носит неоднозначный и сложный характер. С одной стороны, происходит увеличение работы сжатия за счет увеличения количества топлива, сжигаемого до ВМТ, с другой создаются оптимальные условия для дробления, нагрева, испарения и приготовления рабочей смеси при впрыскивании основной порции топлива, за счет чего снижается длительность сгорания топлива, то есть подвод тепла осуществляется быстрее и за счет этого снижаются потери тепла в систему охлаждения и с отработавшими газами. Важно отметить, что отчасти это возможно за счет того, что режим нагрузки 25% от номинальной характеризуется большим количеством доступного окислителя и большим

количеством свежего кислорода. Основные параметры сгорания приведены в таблице 4.5.

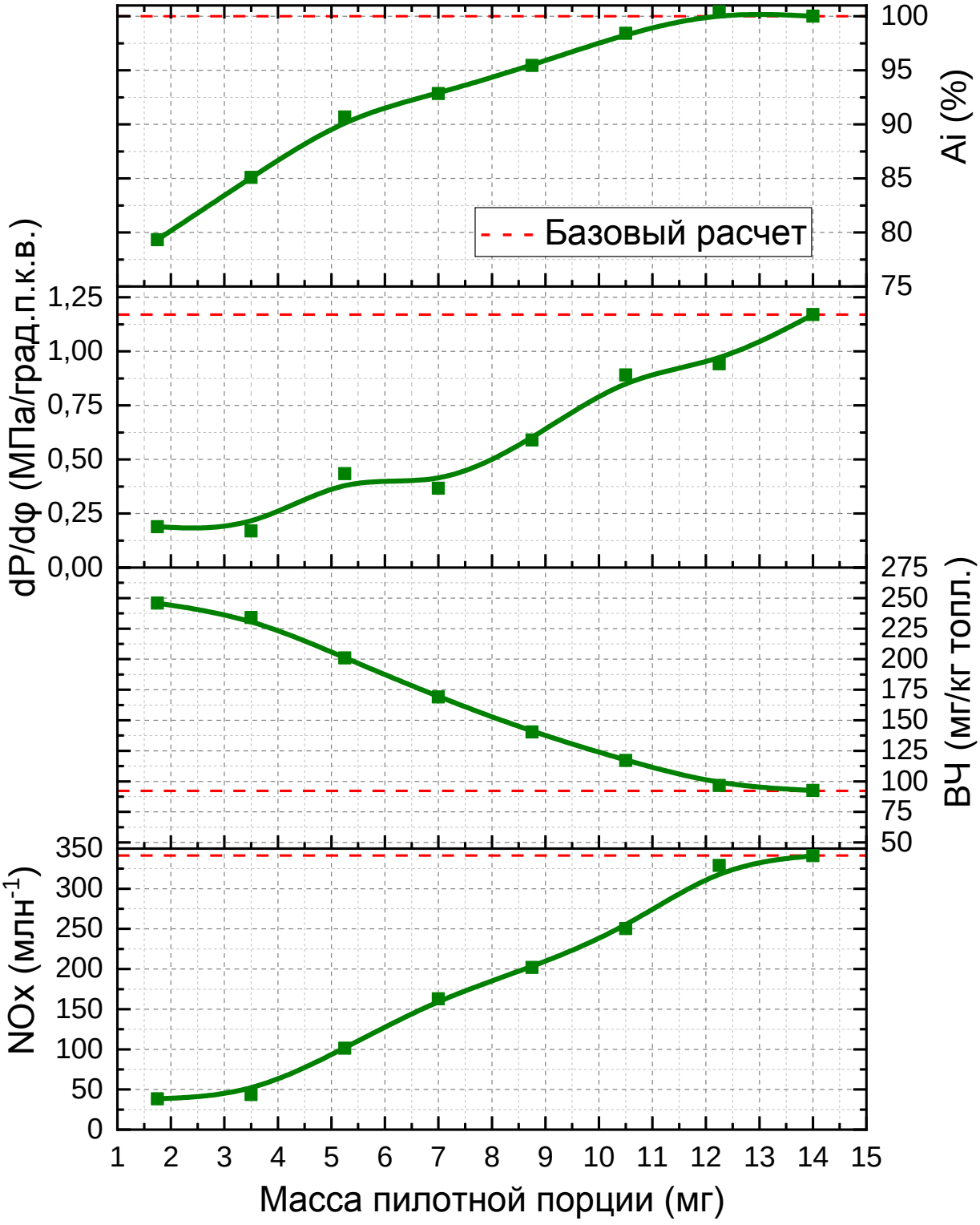


Рисунок 4.33 – Влияние массы пилотной порции на характеристики дизеля при нагрузке 25% от номинальной и двухстадийном впрыскивании

Таблица 4.5 – Параметры процесса сгорания при оптимизации массы пилотной порции при нагрузке 25% от номинальной

Масса пилотной порции, мг	Начало сгорания, град. п.к.в. до ВМТ	Длительность сгорания, град. п.к.в.	Количество выделившейся теплоты, %	CO, %
1,75	1	20,1	91,9	295,4
7	10	25,4	97,4	148,4
12,25	11	23,1	100,3	98,0
14 (Базовый расчет)	11,5	22,9	100,0	100,0

Из таблицы 4.5 можно видеть, что длительность сгорания, в данном случае не оказывает решающего влияния на индикаторную работу цикла, также, как и начало сгорания пилотной порции, которое для всех представленных расчетов отличается на 1 град. п.к.в. до ВМТ. Исключение составляет расчет с массой пилотных порций 1,75 мг, который несмотря на позднее начало сгорания имеет минимальную длительность сгорания. Решающее влияние на индикаторную работу цикла в данном случае оказывает количество выделившейся теплоты и мольная доля CO, которая характеризует полноту использования окислителя в зоне горения.

Увеличение жесткости работы дизеля с увеличением массы пилотной порции происходит из-за интенсивности сгорания топлива до ВМТ.

Удельные выбросы ВЧ снижаются с увеличением массы пилотной порции, с максимального значения 250 мг/кг при массе пилотных порции 1,75 мг до 92 мг/кг при массе пилотных порций 14 мг. Увеличение концентрации NO_x с увеличением массы пилотных порций связано с тем, что большая доля топлива сгорает до ВМТ в присутствии свободного окислителя, тем самым достигаются большие значения локальных температур в КС.

В данном случае рациональным значением массы пилотной порции можно считать 12,25 мг, при котором наблюдается небольшой прирост индикаторной работы около 1%, также, как и удельных выбросов ВЧ. Снижение жесткости работы составляет 20%, концентрации NO_x 4%.

4.4.3.2 Оптимизация УОВТ основной порции топлива

На следующем этапе оптимизации будет найдено оптимальное значение УОВТ основной порции при УОВТ пилотной порции равном 19,2 град. п.к.в. до ВМТ и массе пилотной порции 12,25 мг.

На рисунке 4.34 изображен график влияния УОВТ основной порции топлива на рабочий процесс дизеля.

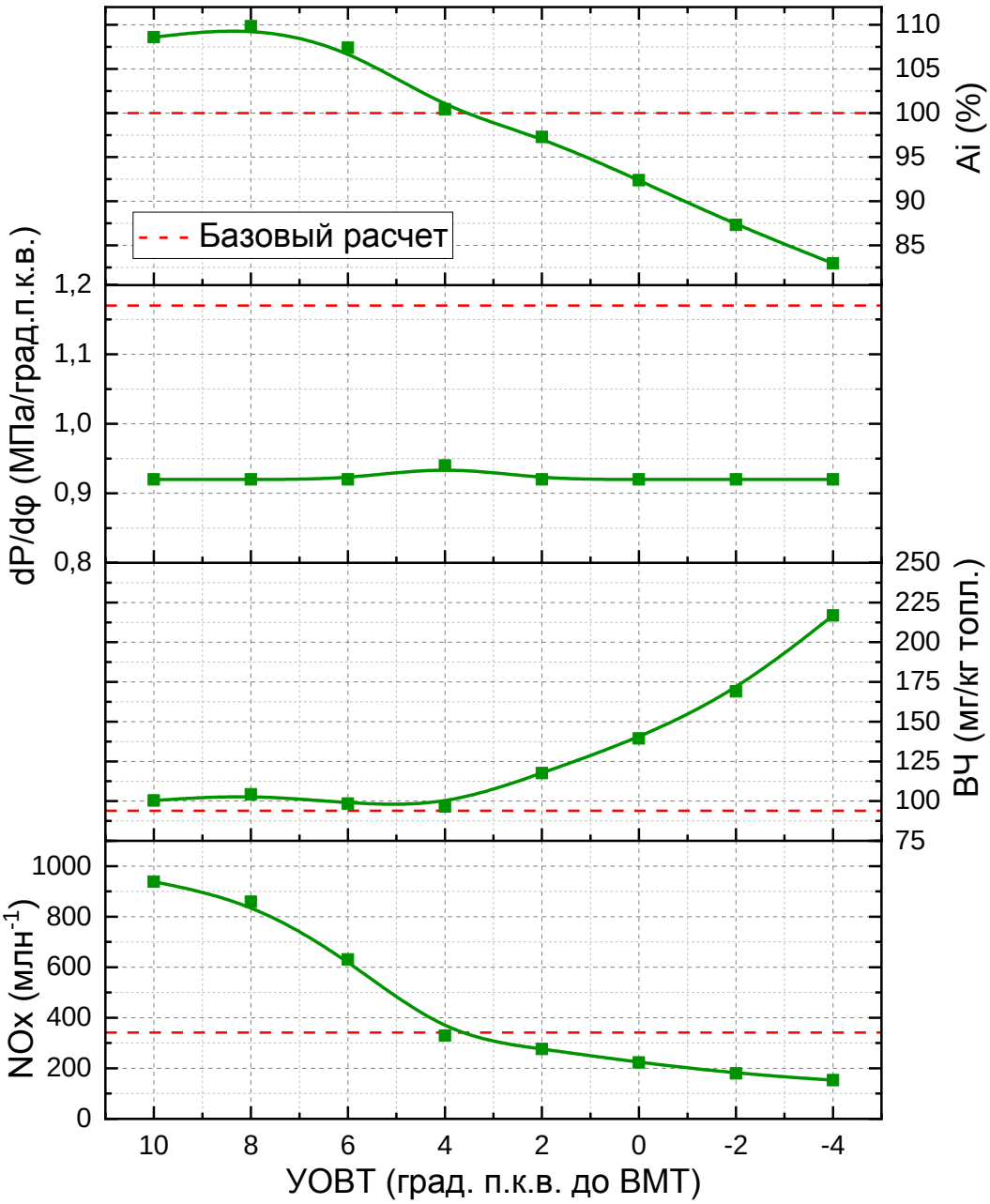


Рисунок 4.34 – Влияние УОВТ основной порции на характеристики дизеля при нагрузке 25% от номинальной и двухстадийном впрыскивании

Базовые значения параметров топливоподачи приведены в таблице Б.17 Приложения Б. Отрицательное значение УОВТ соответствует впрыскиванию основной порции после ВМТ. Значения всех оценочных параметров при значении УОВТ основной порции 4 град. п.к.в. до ВМТ примерно равны значениям базового расчета. При увеличении УОВТ основной порции можно видеть увеличение индикаторной работы до 10% и концентрации NO_x более чем в два раза. Удельные выбросы ВЧ и жёсткость работы не изменяются. При уменьшении УОВТ основной порции топлива до 4 град. п.к.в. после ВМТ (- 4 град. п.к.в. на графике) снижение индикаторной работы цикла составляет 18%, увеличение удельных выбросов ВЧ более чем в два раза, снижение NO_x на 52%. Жесткость работы не изменяется от изменения УОВТ основной порции топлива.

Исходя из вышеизложенного, значение УОВТ основной порции топлива решено принять равным 3,7 град. п.к.в. до ВМТ.

4.4.3.3 Оптимизация параметров топливоподачи поствпрыска

Следующим шагом оптимизации рабочего процесса является добавление поствпрыска, и оптимизация угла начала поствпрыска. Диапазон изменения угла начала поствпрыска и значения других параметров топливоподачи приведены в таблице Б.18 Приложения Б. Влияние угла начала поствпрыска на рабочий процесс изображено на рисунке 4.35, из которого видно, что с увеличением угла начала поствпрыска снижается значение индикаторной работы цикла и концентрация NO_x. При значении угла начала поствпрыска в ВМТ индикаторная работа цикла составляет около 100%, а концентрация NO_x ниже базового значения на 7%. Увеличение удельных выбросов ВЧ происходит с увеличением угла начала поствпрыска, однако в диапазоне 0…8 град. п.к.в. после ВМТ остается практически неизменным и составляет около 100 мг/кг топл. (на 5% выше базового уровня).

Можно отметить, что на данном режиме значение удельных выбросов ВЧ невысокое в том числе за счет применения дизельного биотоплива. Важно отметить, что само добавление порции поствпрыска увеличивает удельные выбросы ВЧ. Для дальнейшей оптимизации по параметру массы порции

поствпрыска, оптимальным значением угла начала поствпрыска можно принять угол равный 2 град. п.к.в. после ВМТ.

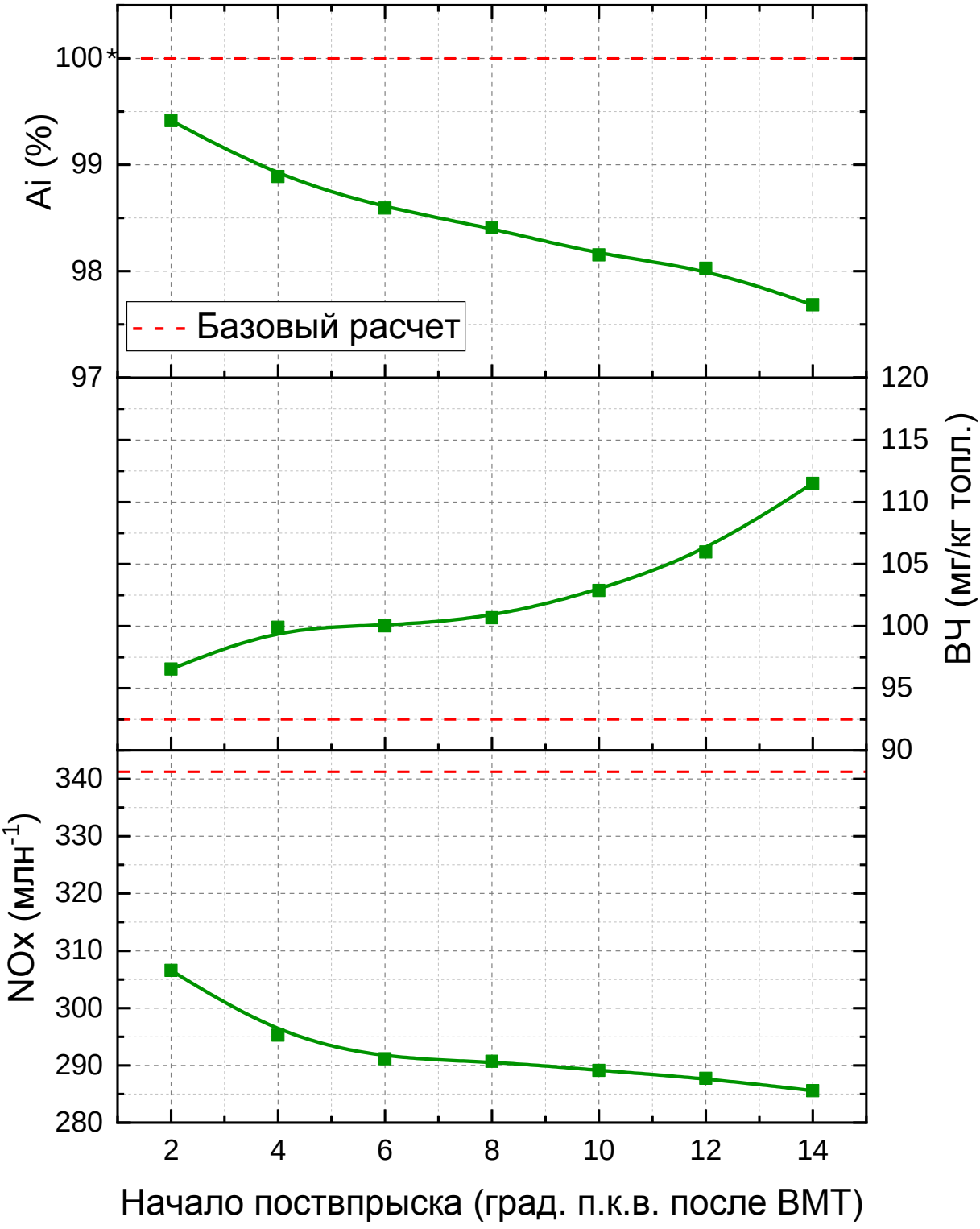


Рисунок 4.35 – Влияние угла начала поствпрыска на характеристики дизеля при нагрузке 25% от номинальной

При данном значении можно получить сохранение индикаторной работы цикла, снижение концентрации NO_x на 7%, повышение удельных выбросов ВЧ на 9%, и снижение жесткости работы на 20%. Если же оптимальным значением цикловой подачи постпврыска окажется 3,5 мг, то рационально выбрать значение угла начала поствпрыска 2 град. п.к.в. после ВМТ. Таким образом снижение индикаторной работы составит около 0,6%, (является погрешностью расчета и может не учитываться), снижение концентрации NO_x составит 10%, повышение удельных выбросов ВЧ – 5%. Такое решение обосновано тем, что при увеличении массы поствпрыска стоит ожидать снижения значения индикаторной работы и стоит иметь запас по данному параметру.

Из графика, изображенного на рисунке 4.36 видно, что при увеличении значения массы порции поствпрыска происходит снижение индикаторной работы, так при значении массы порции поствпрыска, равной 10,5 мг, снижение индикаторной работы цикла составляет 3,5%, снижение концентрации NO_x – 22%, повышение удельных выбросов ВЧ – 20%. Диапазон изменения массы порции поствпрыска указан в Приложении Б и таблице Б.19 При значении массы порции поствпрыска равной 1,75 мг снижение индикаторной работы составляет около 0,3% (может не приниматься в расчет), повышение удельных выбросов ВЧ – 10%, снижение концентрации NO_x – 10%. Оптимальным значением массы порции поствпрыска с точки зрения всех оценочных параметров можно принять значение 1,75 мг.

Однако, при значении массы порции поствпрыска 3,5 мг и значении угла начала поствпрыска 2 град. п.к.в снижение концентрации NO_x также составляет около 10%, значение индикаторной работы цикла остается примерно на уровне базового расчета, жесткость работы не зависит от параметров порции поствпрыска, а повышение удельных выбросов ВЧ составляет всего 5%. Кроме того, впрыскивание маленьких порций является довольно сложно задачей для топливной аппаратуры грузовых дизелей большого рабочего объема.

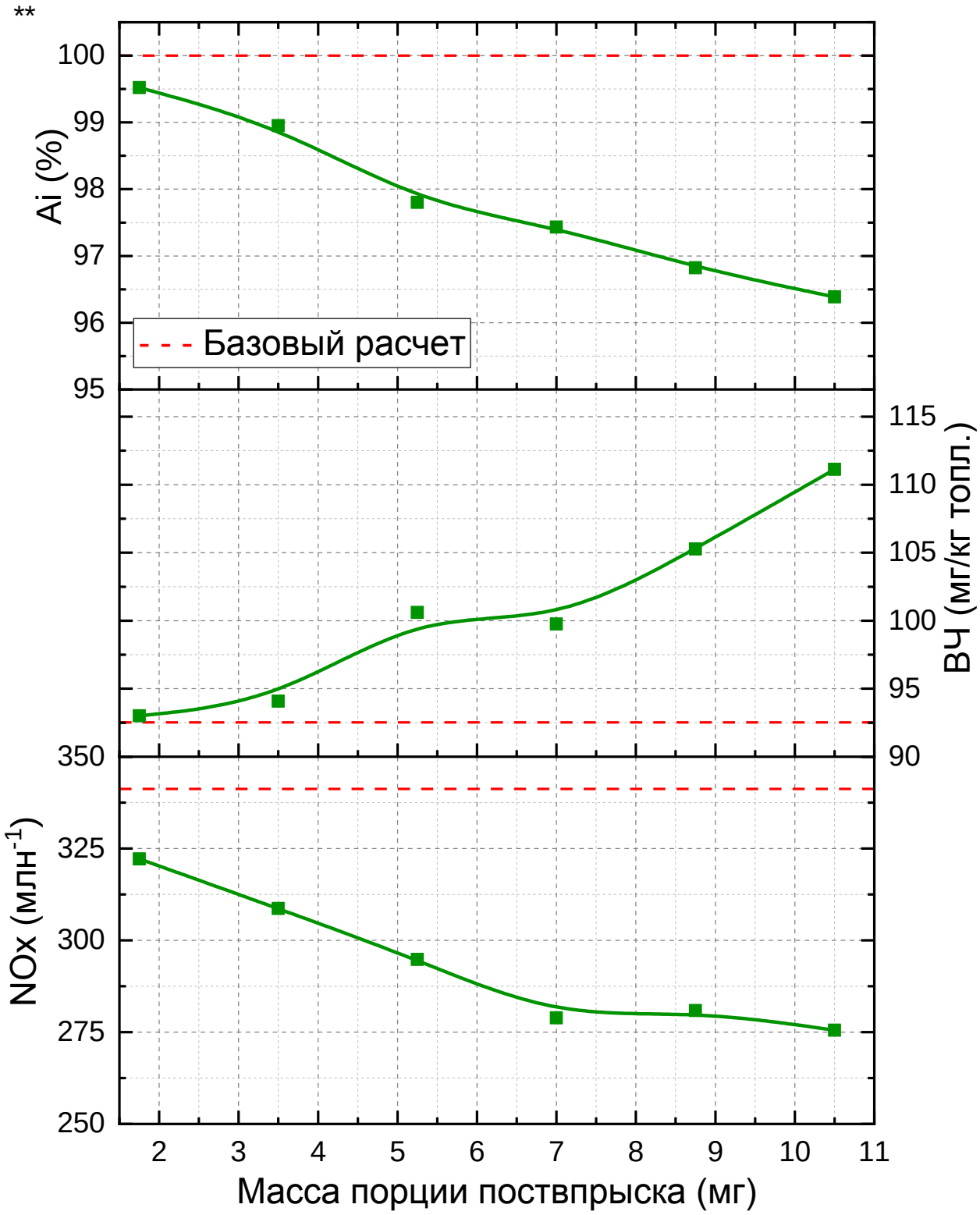


Рисунок 4.36 – Влияние массы порции поствпрыска на характеристики дизеля при нагрузке 25% от номинальной

Оптимальные значения регулировочных параметров топливоподачи указаны в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Результаты оптимизации рабочего процесса

	Оптимальные значения регулировочных параметров ТА				Целевые показатели рабочего процесса			
	УОВТ пилотной порции, град. п.к.в. до ВМТ	Масса пилотных порций, мг	Угол начала поствпрыска, град. п.к.в. после ВМТ	Масса порции поствпрыска, мг	A_i, %	dP/dφ, %	ВЧ, %	NO_x, %
Базовый расчет	19,2	14	-	-	100	100	100	100
*УОВТ основной порции 3,7 град. п.к.в. до ВМТ, масса 48,2 мг								
Оптимальное значение пошаговая оптимизация	19,2	12,25	2	3,5	100	80	105	90
*УОВТ основной порции 3,7 град. п.к.в. до ВМТ, масса 32,4 мг								

Увеличение удельных выбросов ВЧ не является существенным недостатком выбранной стратегии впрыскивания топлива, так как применение ДБТ снижает выбросы ВЧ за счет наличия в составе топлива кислорода. Полученную оптимизированную диаграмму впрыскивания топлива для режима нагрузки 25% от номинальной можно увидеть на рисунке 4.37.

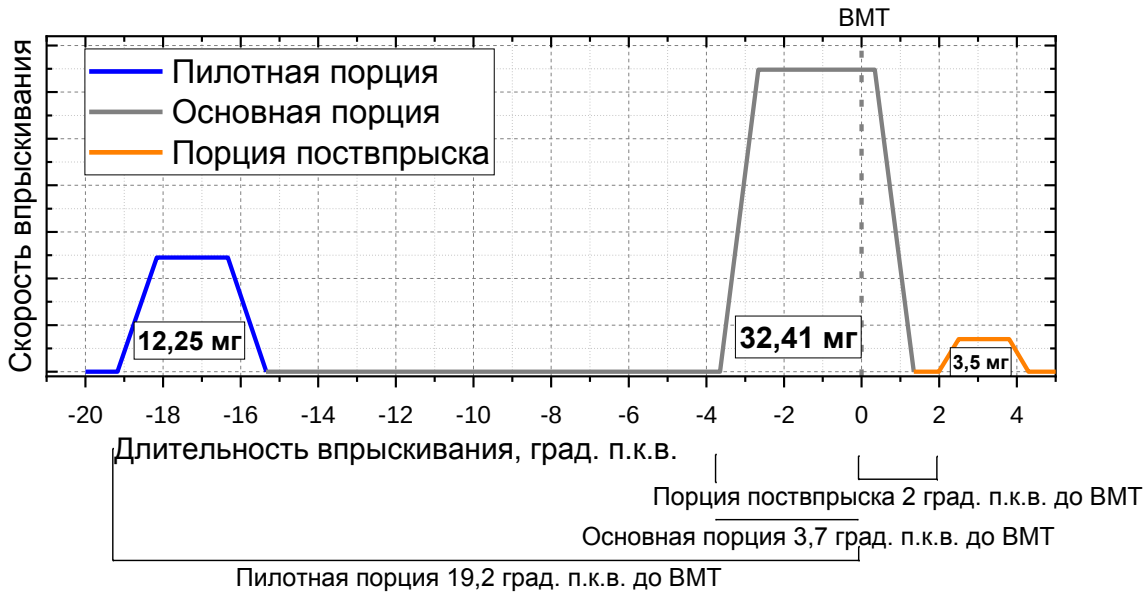


Рисунок 4.37 – Оптимизированная диаграмма впрыскивания топлива для режима 25% нагрузки от номинальной

На рисунке 4.38 представлены значения средней температуры и концентрации NO_x для оптимизированного расчета в сравнении с базовым расчетом.

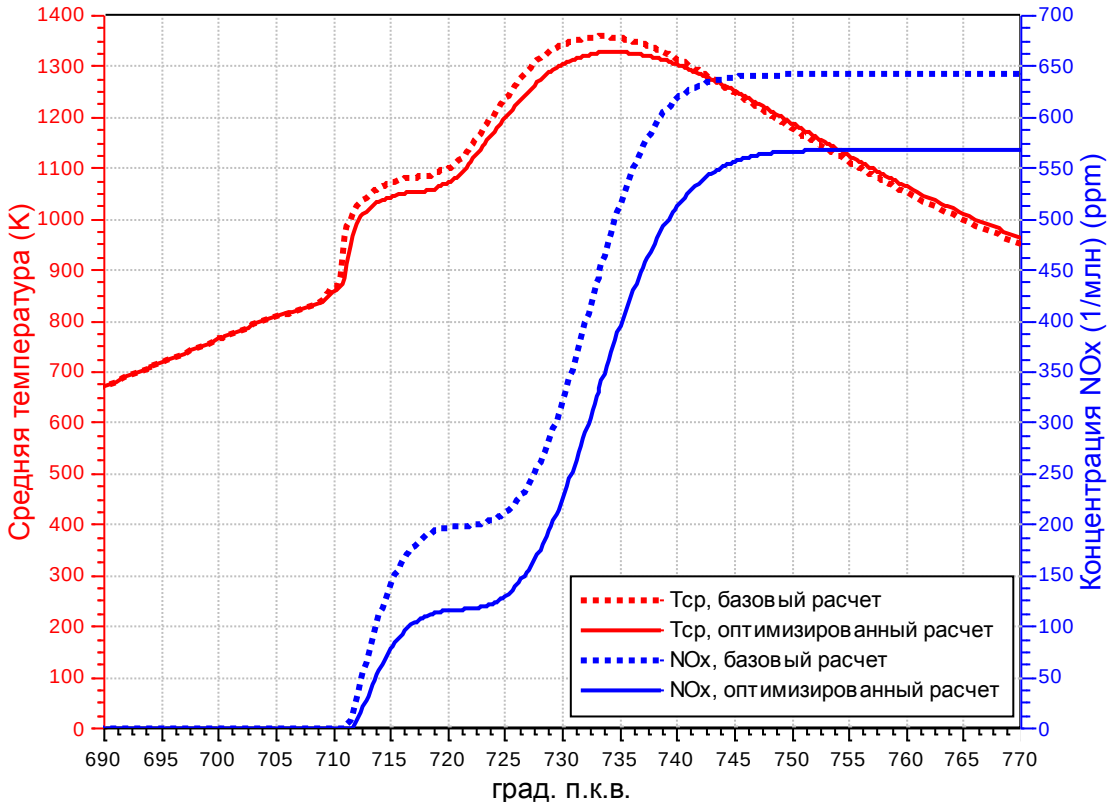


Рисунок 4.38 – Значения средней температуры и концентрации NO_x при нагрузке 25% от номинальной и частоте вращения 1450 мин$^{-1}$

Из рисунка 4.38 видно, что в диапазоне угла поворота КВ 710…740 град. значения средней температуры для оптимизированного расчета ниже, чем для базового примерно на 30 К, из чего следует что на режиме 25% нагрузки от номинальной также достигнут процесс сгорания при пониженных температурах, что позволяет снижать концентрацию NO_x в отработавших газах дизеля, работающего на ДБТ.

4.5 Выводы по главе 4

Оптимизационное теоретическое исследование рабочего процесса проведено на двух режимах работы дизеля при нагрузке 100% и 25% от номинальной и частоте вращения 1450 мин$^{-1}$. Для каждого из режимов определено оптимальное значение регулировочных параметров топливоподающей аппаратуры.

1. Влияние УОВТ пилотных порций:

1.1. Первая пилотная порция, режим нагрузки 100%. При оптимизации УОВТ первой пилотной порции значение второй фиксировано и равно 20,7 град. п.к.в. до ВМТ. Момент воспламенения топливовоздушной смеси во всем исследуемом диапазоне изменения УОВТ (70…10 град. п.к.в. до ВМТ) происходит не ранее 20 град. п.к.в. до ВМТ (отличие в моменте начала сгорания между самым ранним и самым поздним УОВТ не превышает 6 град. п.к.в. до ВМТ). Решающее влияние на индикаторную работу цикла оказывает отрицательная работа сжатия (максимальное значение во всем исследуемом диапазоне УОВТ при УОВТ равном 25 град. п.к.в. до ВМТ, на 6,2% выше, чем для базового расчета), то есть количество тепла, выделившееся до ВМТ.

1.2. *УОВТ* второй пилотной порции, режим нагрузки 100%**.** При больших значениях УОВТ пилотных порций (УОВТ первой пилотной порции 50 град. п.к.в. до ВМТ), и увеличивающемся значении работы сжатия возрастает влияние качественной составляющей процесса сгорания на индикаторную работу цикла, например при УОВТ второй пилотной порции 45 град. п.к.в. до ВМТ работа сжатия на 4,6% выше значения базового кейса, однако увеличение индикаторной работы составляет 3,3% за счет снижения мольной концентрации CO на 33% и повышения на 4,6% количества выделившейся теплоты, а также снижения длительности сгорания на 8 град. п.к.в., что снижает потери теплоты в систему охлаждения и с отработавшими газами. Увеличение доли кинетического горения (предварительно смешанного заряда) снижает удельные выбросы ВЧ за счет увеличения доли гомогенной смеси, концентрацию NO_x за счет снижения максимальной температуры, что возможно за счет увеличения локального коэффициента избытка воздуха, то есть горения обедненных смесей.

1.3. Для нагрузочного режима 25% влияние вышеописанных параметров на рабочий процесс осуществляется аналогичным образом через количество выделившегося тепла до ВМТ, (в большей степени из-за сравнительно малого значения работы за цикл) и сгорания более бедных относительно гомогенных смесей так как в камере сгорания присутствует больше свежего кислорода.

2. Влияние массы пилотных порций:

2.1. При повышении массы пилотных порций возрастает значение индикаторной работы, жесткости работы, концентрации NO_x и снижаются удельные выбросы ВЧ, данную закономерность можно объяснить увеличением максимальной температуры цикла. При значении массы пилотных порций 24 мг каждая, увеличение индикаторной работы цикла составляет 9% (воспламенение пилотных порций происходит не ранее 20 град. п.к.в. до ВМТ), увеличение концентрации NO_x 67%, снижение выбросов ВЧ около 90%, жесткость работы превышает максимально допустимое значение в 1,5 МПа.

2.2. Для режима 25% нагрузки от номинальной влияние массы пилотной порции аналогично режиму 100% нагрузки, при массе пилотной порции 12,25 мг, увеличение индикаторной работы составляет около 1%, также, как и удельных выбросов ВЧ, снижение жесткости работы составило 20%, концентрации NO_x – 4%.

3. Добавление поствпрыска преимущественно оказывает влияние на токсичность отработавших газов и на индикаторную работу цикла при обоих исследованных нагрузочных режимах. Увеличение угла начала поствпрыска, как и увеличение массы поствпрыска снижает значение индикаторной работы за счет увеличения потерь тепла в систему охлаждения и с отработавшими газами, увеличивает удельные выбросы ВЧ и снижает концентрацию NO_x.

4. Оптимальные параметры многостадийного впрыскивания:

4.1. Для режима 100% от номинальной нагрузки – две пилотные, одна основная порции и одна порция поствпрыска: УОВТ 1-й пилотной порции 65 град. п.к.в. до ВМТ, УОВТ 2-й пилотной порции – 50 град. п.к.в. до ВМТ, масса пилотных порций – 10,5 мг каждой, угол начала поствпрыска 10 град. п.к.в. после ВМТ, масса поствпрыска 3,5 мг удается достигнуть увеличения индикаторной

работы на 0,5%, снижения NO_x на 16%, снижения удельных выбросов ВЧ на 83% и жесткости работы на 35%.

4.2. Для нагрузочного режима 25% от номинальной нагрузки - одна пилотная порция, одна основная и одна порция поствпрыска. УОВТ пилотной порции равен 19,2 град. п.к.в. до ВМТ, масса порции 12,25 мг. УОВТ основной порции равен 3,7 град. п.к.в до ВМТ, масса – 32,4 мг, параметры поствпрыска оказались следующими: угол начала – 2 град. п.к.в. после ВМТ, масса – 3,5 мг. При этом величина индикаторной работы осталась на уровне базового расчета, жесткость работы снизилась на 20%, концентрация NO_x – на 10%, произошло повышение удельных выбросов ВЧ на 5%. Последнее не является недостатком данной стратегии впрыскивания, так как применение дизельного биотоплива само по себе снижает удельные выбросы ВЧ, за счет содержания кислорода.

Можно рекомендовать искать компромисс между ранним УОВТ и увеличением массы пилотных порций. Данные мероприятия, с одной стороны, способствуют формированию низкотемпературного горения рабочей смеси и большей доли предварительно смешанного заряда, то есть кинетического горения, что позволяет снижать концентрацию NO_x и удельные выбросы ВЧ. С другой стороны, увеличивают отрицательную работу сжатия, что особенно сильно проявляется на низко нагруженных режимах, где вклад отрицательной работы в общую работу цикла имеет большую долю.

Следующим шагом в совершенствовании рабочего процесса может быть внесение изменений в конструкцию двигателя таких как, например, оптимизация формы камеры сгорания или оптимизация распылителей форсунки, что также можно осуществить на имеющейся компьютерной модели дизеля, и довольно сложно осуществить на моторном стенде. Кроме того, численный метод оптимизации рабочего процесса позволяет экономить временные ресурсы, топливо, снижать количество выбросов токсичных компонентов с отработавшими газами ДВС, и особенно выгоден при условии разработки новой линейки двигателей.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Предложена методология выбора комбинации математических моделей, описывающих процессы дробления, нагрева и испарения топливного факела, турбулентного перемешивания, сгорания и образования токсичных компонентов отработавших газов при работе на ДБТ, позволяющая создавать компьютерные модели, предназначенные для теоретического исследования рабочего процесса на альтернативных биотопливах.

2. Разработана компьютерная модель рабочего процесса, которая с высокой точностью описывает сгорание дизельного биотоплива и образование вредных веществ – оксидов азота и взвешенных частиц в цилиндре дизеля и может быть применена для выбора оптимальных по уровню топливной экономичности и выбросов вредных веществ параметров многостадийного впрыскивания топлива.

3. Путем проведения расчетных исследований доказано, что за счет оптимизации параметров многостадийного впрыскивания, например 4-х стадийного, с УОВТ первой и второй пилотных порций 65 град. п.к.в. и 50 град. п.к.в. до ВМТ соответственно массой по 10,5 мг каждая, УОВТ основной порции 5,3 град. п.к.в. до ВМТ, массой 116,7 мг и порцией поствпрыска массой 3,5 мг при значении угла начала поствпрыска 12 град. п.к.в. после ВМТ, возможна организация низкотемпературного горения в цилиндре дизеля – снижение средней температуры цикла составило около 40 К, снижение максимального значения локальной температуры – 30 К.

4. На основе анализа расчетных данных доказано, что за счет организации процесса низкотемпературного горения дизельного биотоплива, возможно снижение выбросов токсичных компонентов отработавших газов: NO_x на 16%, ВЧ на 83%, что подтверждает эффективность применения процесса низкотемпературного горения для одновременного снижения выбросов NO_x и ВЧ без ухудшения топливной экономичности.

5. Экспериментально определено, что применение дизельного биотоплива в автомобильном дизеле без изменения настроек топливной аппаратуры позволяет повысить эффективный КПД на 2% на низких частотах до

1200 мин$^{-1}$, снизить дымность отработавших газов на 30…70%, также снизить концентрацию оксидов азота на 5…12%, однако при этом наблюдается снижение мощности на 11%.

6. На основе анализа экспериментально полученных регулировочных характеристик на ДБТ для двухстадийного впрыскивания, определены параметры топливоподачи для повышения топливной экономичности и снижения выбросов токсичных компонентов отработавших газов: диапазон давления впрыскивания топлива 90…130 МПа; диапазон значений УОВТ основной порции 3…9 град. п.к.в. до ВМТ; значение УОВТ пилотной порции 15 град. п.к.в. до ВМТ; значение массы пилотной порции составило 5 мг при которых снижение удельного эффективного расхода топлива составило около 4%, снижение выбросов NO_x и ВЧ составило около 8% и 30% соответственно.

7. Даны рекомендации по адаптации дизеля для работы на ДБТ, отличительными особенностями системы являются модернизированные для работы на ДБТ топливный насос высокого давления и фильтр предварительной очистки топлива с использованием материалов химически стойких к ДБТ. Корректировке подвергаются параметры топливоподачи, что позволяет достигнуть максимальной степени унификации со штатной системой питания нефтяным дизельным топливом.

8. Результаты, полученные в диссертационной работе, в дальнейшем могут быть использованы для исследования особенностей применения дизельного биотоплива второго поколения. Точность моделирования рабочего процесса дизеля, в том числе процессов образования токсичных веществ, может быть повышена за счет применения механизмов детальной химической кинетики. Более значительное снижение выбросов оксидов азота может быть достигнуто за счет применения системы охлаждаемой рециркуляции отработавших газов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. RENEWABLES 2020 GLOBAL STATUS REPORT.

2. Матиевский Д.Д., Кулманаков С.С. Обеспечение перспективных экологических норм ДВС за счет применения смесевых биотоплив // Двигатели внутреннего сгорания // Научно-технический журнал. Харьков: НТУ “ХПИ”. 2010. №2. С.96-99.

3. Impact of biodiesel source material and chemical structure on emissions of criteria pollutants from a heavy-duty engine / McCormick R.L. et al // SAE technical paper. 2001. № 1742-1747. 10pp.

4. Degradation of nitrile rubber fuel hose by biodiesel use. Marcos Coronado, Gisela Montero, Benjamín Valdez, Margarita Stoytcheva, Amir Eliezer, Conrado García, Héctor Campbell, Armando Pérez Original Research Article Energy, Volume 68, 15 April 2014, Pages 364-369.

5. Maxson T., Logan B., O'Brien S. Performance in Diesel and Biodiesels of Fluorosilicone Rubber Materials used for Automotive Quick Connector Fuel Line ORings and Other Sealing Applications // SAE technical paper. 2001. №2001-01-1124. 11pp.

6. Ferrone C. W. The Practical Implementation of Biodiesel as an Alternate Fuel for In-Service Motorcoaches // SAE technical paper. 1997. № 973201. 12pp.

7. Deterioration of acrylonitrile butadiene rubber in rapeseed biodiesel S. Akhlaghi, M.S. Hedenqvist, M.T. Conde Braña, M. Bellander, U.W. Gedde Polymer Degradation and Stability, Volume 111, January 2015, Pages 211-222.

8. Investigation of the effects of palm biodiesel dissolved oxygen and conductivity on metal corrosion and elastomer degradation under novel immersion method Davannendran Chandran, Hoon Kiat Ng, Harrison Lik Nang Lau, Suyin Gan, Yuen May Choo Original Research Article Applied Thermal Engineering, Volume 104, 5 July 2016, Pages 294-308.

9. Compatibility of different biodiesel composition with acrylonitrile butadiene rubber (NBR) Lei Zhu, C.S. Cheung, W.G. Zhang, Zhen Huang Original Research Article Fuel, Volume 158, 15 October 2015, Pages 288-292.

10. A Material Compatibility Study of Automotive Elastomers with high FFA based Biodiesel Kamalesh A. Sorate, Purnanand V. Bhale, Bharatkumar Z. Dhaolakiya Original Research Article.

11. Физико-химические свойства смесевых дизельных биотоплив с добавками растительных масел и их воспламеняемость / Марков В. А., Чайнов Н. Д., Лобода С. С. // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Естественные науки. - 2018. - № 4. - С. 115-128.

12. X. Montagne. Introduction of Rapeseed Methyl Ester in Diesel Fuel - The French National Program // SAE technical paper. 1996. №962065. 9 pp.

13. Оптимизация состава смесевых биотоплив с добавками растительных масел / Марков В. А., Чайнов Н. Д., Неверова В. В. // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. Естественные науки. - 2019. - № 2. - С. 114-131.

14. Растительные масла как экологическая добавка к нефтяному дизельному топливу / Марков В. А., Каськов С. И., Лобода С. С. // Известия ВУЗов. Сер. "Машиностроение". - 2018. - № 7. - С. 48-60.

15. Experimental Comparison Between Conventional and Bio-derived Fuels Sprays from a Common Rail Injection System C. Grimaldi and L. Postrioti Dipartimento di Ingegneria Industriale - Università di Perugia - Italy SAE TECHNICAL PAPER SERIES 2000-01-1252.

16. Chen S. K. and Lefebvre A. H., "Spray Cone Angles of Effervescent Atomizers", Atomization and Sprays, Vol. 4, pp.291-301.1994.

17. Tabata M., Arai M. and Hiroyasu H., "Effect of Fuel Viscosity and Surface Tension on Diesel Spray Drops" ICLASS-85,IIB/1/1- IIB/1/8,1985.

18. El-Beshbeeshy M. S., Su T. F., Corradini M. L., "Fuel Effects on Spray Characteristics by Light Extinction Technique", The Combustion Institute Central State Meeting, June 5-7, 1994.

19. Chang C. T., Farrell P. V. "A Study on the Effects of Fuel Viscosity and Nozzle Geometry on High Injection Pressure Diesel Spray Characteristics", SAE Paper 970353, 1997.

20. Desantes J. M., Arrègle J., Pastor J. V., Delage A., "Influence of the Fuel Characteristics on the Injection Process in a D. I. Diesel Engine", SAE Paper 980802, 1998.

21. Hiroyasu H. and Arai M. "Structures of Fuels Sprays in Diesel Engines", SAE Paper 900475, 1990.

22. Dan T., Takagishi S., Sendat J. and Fuiimoto H. "Effect of Ambient Gas Properties for Characteristics of Non-Reacting Diesel Fuel Spray", SAE Paper 970352, 1997.

23. Ignition and combustion characteristics of various biodiesel fuels Chit Wityi Oo, Masahiro Shioji, Shinji Nakao, Nguyen Ngoc Dung, Iman Reksowardojo, Susan Abogado Roces, Nathaniel Pundavela Dugos a Fuel 158 (2015) 279–287.

24. Choi C. Y., Reitz R. D. An experimental study on the effects of oxygenated fuel blends and multiple injection strategies on DI diesel engine emissions // SAE technical paper. 1997. № 970218. 9 pp.

25. Szybist J. P., Kirby S. R., Boehman A. L. NOx emissions of alternative diesel fuels A comparative analysis of biodiesel and FT diesel // Energy Fuels – 2005. vol. 190. 1484–1498pp.

26. Hribernik A., Kegl B. Influence of biodiesel fuel on the combustion and emission formation in a direct injection (DI) diesel engine // Energy Fuels. 2007. vol. 21. 1760–1767pp.

27. Показатели токсичности отработавших газов дизельного двигателя, работающего на нефтяном дизельном топливе с добавками растительных масел / Марков В. А., Са Бовэнь, Неверов В. А., Девянин С. Н., Камалтдинов В. Г. // Двигателестроение. - 2020. - № 4. - С. 18-24.

28. Mechanism of soot and NOx emission reduction using multiple-injection in a diesel engine / Han Z. et al. // SAE technical paper. 1996. №960633. 12pp.

29. Myung Y.K., Seung H.Y., Chang S.L. Impact of Split Injection Strategy on the Exhaust Emissions and Soot Particulates from a Compression Ignition Engine Fueled with Neat Biodiesel // Energy Fuels. 2008. vol. 22 (2). 1260–1265pp.

30. Козлов А.В., Теренченко А.С. Анализ процесса сгорания и образования оксидов азота при работе дизеля на дизельном и биодизельном топливах // Производство энергии и биотоплив второго поколения из непищевой биомассы // Сб.науч. тр. НАМИ. 2010. С.87-99.

31. Kweon, C.;Foster, D.E.;Schauer,J.J.;Okada,S. Detailed chemical composition and particle size assessment of diesel engine exhaust. SAP paper 2002-01-2670, 2002.

32. Structural effects of biodiesel on soot formation in a laminar coflow diffusion flame Mohammad Reza Kholghy, Jason Weingarten, Anton D. Sediako, Javier Barba, Magín Lapuerta, Murray J. Thomson Original Research Article Proceedings of the Combustion Institute, In Press, Corrected Proof, Available online 29 June 2016.

33. Reitz, R. D. Controlling DI diesel engine emissions using multiple injections and EGR. Combust. Sci. Technol. 1998, 138, 257–278.

34. Hampson, G. J.; Reitz, R. D. Two-color imaging on in-cylinder soot concentration and temperature in a heavy-duty DI diesel engine with comparison to multidimensional modeling for single and split injections. SAE paper 980549, 1998.

35. Akasaka Y., Sakurai Y. Effects of oxygenated fuel and cetane improver on exhaust emission from heavy-duty di diesel engines // SAE technical paper. 1994. № 942023. 12pp.

36. Influence of oxygen content of the certain types of biodiesels on particulate oxidative potential F. Hedayat, S. Stevanovic, A. Milic, B. Miljevic, M.N. Nabi, A. Zare, S.E. Bottle, R.J. Brown, Z.D. Ristovski Original Research Article Science of The Total Environment, Volumes 545–546, 1 March 2016, Pages 381-388.

37. Choi, C. Y.; Reitz, R. D. An experimental study on the effects of oxygenated fuel blends and multiple injection strategies on DI diesel engine emissions. Fuel 1998, 78, 1303–1317.

38. Desantes, J. M. Effects of current engine strategies on the exhaust aerosol particle size distribution from a heavy-duty diesel engine. J. Aerosol Sci. 2005, 36, 1251–1276.

39. P. M. Najt, D. E. Foster, "Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion", SAE 830264, 1983.

40. K. Nakagome, N. Shimazaki, K. Niimura, S. Kobayashi, "Combustion and Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion Engine," SAE 970898, 1997.

41. P. M. Najt, D. E. Foster, "Compression-Ignited Homogeneous Charge Combustion", SAE 830264, 1983.

42. K. Nakagome, N. Shimazaki, K. Niimura, S. Kobayashi, "Combustion and Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion Engine," SAE 970898, 1997.

43. Experimental investigations of combustion, performance and emission characterization of biodiesel fuelled HCCI engine using external mixture formation technique. Gajendra Singh, Akhilendra Pratap Singh, Avinash Kumar Agarwal. Original Research Article Sustainable Energy Technologies and Assessments, Volume 6, June 2014, Pages 116-128.

44. Influence of multiple fuel injection strategies on performance and combustion characteristics of a diesel fuelled HCCI engine – An experimental investigation K. Mathivanan, J. M. Mallikarjuna, A. Ramesh. Original Research Article Experimental Thermal and Fluid Science, Volume 77, October 2016, Pages 337-346.

45. Y. Iwabuchi, K. Kawai, T. Shoji, Y. Takeda, "Trial of New Concept Diesel Combustion System -Premixed Com-pression-Ignited Combustion -", SAE 1999-01-0185, 1999.B. Walter, B. Gatellier, "Development of the High Power NADI™ Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NOx and Particulate Emissions", SAE 2002-01-1744, 2002.

46. B Walter, B. Gatellier, “Development of the High Power NADITM Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to achieve zero NOx and particulate emissions” SAE 2002-01-1744, 2002.

47. A. Ranini, S. Potteau, B. Gatellier, "New Developments og the NADITM Convept to Improve Operating Range, Exhaust Emissions and Noise", THIESEL 2004 Conference on Thermo- and Fluid Dynamics Processes in Diesel Engines, 2004.

48. N. Shimazaki, T. Tsurushima, T. Nishimura, "Dual Mode Combustion Concept with Premixed Diesel Combustion by Direct Injection Near Top Dead Center", SAE 2003-01-0742, 2003.

49. T. Kanda, T. Hakozaki, T. Uchimoto, J. Hatano, N. Kitayama, H. Sono, "PCCI Operation with Early Injection of Conventional Diesel Fuel", SAE 2005¬01-0378, 2005.

50. T. Kanda, T. Hakozaki, T. Uchimoto, J. Hatano, N. Kitayama, H. Sono, "PCCI Operation with Fuel Injection Timing Set Close to TDC", SAE 2006-01 0920, 2006.

51. S. Kimura, O. Aoki, H. Ogawa, S. Muranaka, Y. Enomoto, "New Combustion Concept for Ultra-Clean and High Efficiency Small DI Diesel Engines", SAE 1999-01-3681, 1999.

52. S. Kimura, O. Aoki, Y. Kitahara, E. Aiyoshizawa, "Ultra-Clean Combustion Technology Combining a Low-Temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards", SAE 2001-01-0200, 2001.

53. The Influence of Fuel Design on the Exhaust Gas Emissions and Health Effects / Krahl J. et al // SAE Technical Paper. 2005. №2005-01-3772. 7pp.

54. Combined effects of soybean biodiesel fuel addition and EGR application on the combustion and exhaust emissions in a diesel engine Özer Can, Erkan Öztürk, Hamit Solmaz, Fatih Aksoy, Can Çinar, H. Serdar Yücesu Original Research Article Applied Thermal Engineering, Volume 95, 25 February 2016, Pages 115-124.

55. Effects of Exhaust Gas Recirculation (EGR) on a Diesel Engine fuelled with Palm-biodiesel// Mohd Hafizil Mat Yasin, Rizalman Mamat, Ahmad Fitri Yusop, Perowansa Paruka, Talal Yusaf, Gholamhassan Najafi Original Research Article Energy Procedia, Volume 75, August 2015, Pages 30-36.

56. Effect of EGR and injection timing on combustion and emission characteristics of split injection strategy DI-diesel engine fueled with biodiesel// Donghui Qi, Michael Leick, Yu Liu, Chia-fon F. Lee Original Research Article Fuel, Volume 90, Issue 5, May 2011, Pages 1884-1891.

57. Emission reduction from a diesel engine fueled by pine oil biofuel using SCR and catalytic converter R. Vallinayagam, S. Vedharaj, W.M. Yang, C.G. Saravanan, P.S. Lee, K.J.E. Chua, S.K. Chou Original Research Article Atmospheric Environment, Volume 80, December 2013, Pages 190-197.

58. Development of Premixed Low-Temperature Diesel Combustion in a HSDI Diesel Engine Hanho Yun and Mark Sellnau Delphi Powertrain Systems \\\\\Nebojsa Milovanovic and Stefan Zuelch Delphi Diesel Systems SAE TECHNICAL PAPER SERIES 2008-01-0639.

59. Sensitivity of combustion noise and NOx and soot emissions to pilot injection in PCCI Diesel enginesOriginal Research Article Applied Energy, Volume 104, April 2013, Pages 149-157 A.J. Torregrosa, A. Broatch, A. García, L.F. Mónico.

60. Effects of pilot injection parameters on low temperature combustion diesel engines equipped with solenoid injectors featuring conventional and rate-shaped main injection S. d'Ambrosio, A. Ferrari Original Research Article Energy Conversion and Management, Volume 110, 15 February 2016, Pages 457-468.

61. Effects of pilot injection strategies on the flame temperature and soot distributions in an optical CI engine fueled with biodiesel and conventional diesel Joonho Jeon, Sungwook Park Original Research Article.

62. Sensitivity of combustion noise and NOx and soot emissions to pilot injection in PCCI Diesel engines A.J. Torregrosa, A. Broatch, A. García, L.F. Mónico Original Research Article Applied Energy, Volume 104, April 2013, Pages 149-157.

63. Comparative study of effects of pilot injection and fuel properties on low temperature combustion in diesel engine under a medium EGR rate Haozhong Huang, Qingxin Wang, Cheng Shi, Qingsheng Liu, Chengzhong Zhou Original Research Article .Applied Energy, Volume 179, 1 October 2016, Pages 1194-1208.

64. Hanho Yun, Rolf D. Reitz, "An Experimental Investigation on the Effect of Post-Injection Strategies on Combustion and Emissions in the Low-Temperature Diesel Combustion Regime," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, GTP-05-1120, 2005.

65. Hanho Yun, Rolf D. Reitz, “An Experimental Investigation on the Effect of post injection Strategies on Combus-tion and Emissions in the Low-Temperature Diesel Combustion Regime,” Journal of Engineering for Gas Tur-bines and Power, GTP-05-1120, 2005.

66. Hanho Yun, Rolf D. Reitz, “Combustion Optimization in the Low-Temperature Diesel Combustion Regime,” Int. Journal of Engine Research, 2005.

67. Effect of post injection strategy on regulated exhaust emissions and particulate matter in a HSDI diesel engine Wenyi Liu, Chonglin Song Original Research Article Fuel, Volume 185, 1 December 2016, Pages 1-9.

68. Tanin, K. V.; Wickman, D. D.; Montgomery, D. T.; Das, S.; Reitz, R. D. The influence of boost pressure on emissions and fuel composition of a heavy-duty single-cylinder DI diesel engine. SAE paper 1999-01-0840, 1999.

69. Akhilendra P. S., Avinash K.A. Fuel-Injection Strategy for PCCI Engine ueled by Mineral Diesel and Biodiesel Blends. Energy & Fuels. 2017. 8594-8607.

70. Pierpont, D. A.; Montgomery, D. T.; Reitz, R. D. Reducing particulate and NOx using multiple injection and EGR in a DI diesel. SAE paper 950217, 1995.

71. Zheng, M.; Reader, G. T.; Hawley, J. G. Diesel engine exhaust gas recirculation—A review on advanced and novel concepts. Energy ConVers. Manage. 2004, 45, 883–900.

72. Kim, M. Y.; Lee, C. S. Effect of a narrow fuel spray angle and a dual injection configuration on the improvement of exhaust emissions in a HCCI diesel engine. Fuel 2007, 86, 2871–2880.

73. Kim, D. S.; Kim, M. Y.; Lee, C. S. Effect of premixed gasoline fuel on the combustion characteristics of compression ignition engine. Energy Fuels 2004, 18, 1213–1219.

74. Agarwal, A. K. Biofuels (alcohols and biodiesel) applications as fuels for internal combustion engines. Prog. Energy Combust. Sci. 2007, 33, 233– 271.

75. Kim, M. Y.; Bang, S. H.; Lee, C. S. Experimental investigation of spray and combustion characteristics of dimethyl ether in a common-rail diesel engine. Energy Fuels 2007, 21, 793–800.

76. CFD Investigation of the Effects of Re-Entrant Combustion Chamber Geometry in a HSDI Diesel Engine Raouf Mobasheri, Zhijun Peng World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial and Mechatronics Engineering Vol:7, No:4, 2013.

77. ICE Physics & Chemistry, AVL FIRE user Manual v.2014.2, 2014.

78. http://www.avl.com. Ссылка проверена 17.07.2021 г.

79. http://www.aps-c.ru. Ссылка проверена 18.07.2021 г.

80. R. Tatschl, P. Priesching, J. Ruetz, “Recent Advances in DI-Diesel Combustion Modeling in AVL FIRE - A Validation Study”, International Multidimensional Engine Modeling User’s Group Meeting at the SAE Congress, Detroit, 2007.

81. R. Mobasheri, Zhijun Peng and S. M. Mirsalim, “CFD Evaluation of Effects of Split Injection on Combustion and Emissions in a DI Diesel Engine”, SAE 2011 World Congress, April 12-14, 2011, Cobo Center, Detroit, Michigan, USA, SAE Paper number: 2011-01-0822.

82. Hélie, J. &Trouvé, A., “A modified coherent flame model to describe turbulent flame propagation in mixtures with variable composition”, Proc. Combust. Inst. 28, (2000): 193-201.

83. Colin, O., Benkenida, A., “The 3-Zones Extended Coherent Flame Model (ECFM3Z) for Computing Premixed / Diffusion Combustion”, Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 59, No. 6, 2004, pp. 593-609.

84. Halstead, M., Kirsch, L. and Quinn, C., “The Auto Ignition of Hydrocarbon Fueled at High Temperatures and Pressures-Fitting of a Mathematical Model”, Combustion Flame, Vol. 30, 45-60, 1977.

85. Reitz, R. D. “Modeling Atomization Processes in High-Pressure Vaporizing Sprays”, Atomization and Spray Technology, Vol. 3: 309337, 1987.

86. Naber, J.D. and Reitz, R.D., “Modeling Engine Spray/Wall Impingement”, SAE Paper 880107, 1988.

87. Corcione, F. E, Allocca, L., Pelloni, P., Bianchi, G. M., and Luppino, F., ”Modeling atomization and drop breakup of high-pressure Diesel Sprays”, ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 123, Issue 2, pp. 419-427, 2001.

88. Dukowicz, J.K., “Quasi-Steady Droplet Change in the Presence Of Convection”, Informal Report Los Alamos Scientific Laboratory, LA7997-MS.

89. Han, Z. and Reitz, R. D., “Turbulence modelling of internal combustion engines using RNG k–e models”, Combust. Sci. and Technol., 1995, 106, 267–295.

90. Hioyasu, H., and Nishida, K. “Simplified Three Dimensional Modeling of Mixture Formation and Combustion in a DI Diesel Engine”, SAE Paper 890269, 1989.

91. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана2008. 720 с.

92. Кавтарадзе Р.З., Онищенко Д.О., Сергеев С.С. Сравнительный анализ трехмерных расчетов рабочего процесса дизеля с моделированием и без моделирования такта наполнения // Труды пятой Российской национальной конференции по теплообмену. М.: Издательство МЭИ, 2010. Т.3. С. 230.

93. Кавтарадзе Р.З., Сергеев С.С. Новый альтернативный (частично-гомогенный) процесс сгорания как способ снижения концентраций оксидов азота и сажи в продуктах сгорания дизеля // Теплофизика высоких температур. 2014. Т. 52. №2. С. 294—309.

94. С.В. Гусаков, И.В. Епифанов. Современные подходы к моделированию HCCI процесса // Кафедра комбинированных ДВС, Российский университет дружбы народов.

95. Авраменко А.Н. Численное моделирование рабочего цикла и оценка теплонапряженного состояния поршня автотракторного дизеля // Автомобильный транспорт. 2010. №27. С. 32-37.

96. Лазарев Е.А., Лазарев В.Е. Влияние профиля днища камеры сгорания в дизеле на распределение температуры горящей смеси // Вестник ЮУрГУ. 2012. №33. С. 75-79.

97. Лазарев В.Е., Ломакин Г.В., Лазарев Е.А. Оценка нагруженности направляющего прецезионного сопряжения распылителя топливной форсунки

дизеля с использованием CFD моделирования // Вестник ЮУрГУ. 2014. Т 14. №2. С. 15-27.

98. Лазарев Е.А, Лазарев В.Е. Температурное состояние рабочего тела в полуразделенной камере сгорания дизеля с газотурбинным наддувом // Вестник ЮУрГУ. 2012. № 12. С. 80-85.

99. Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Кавтарадзе З.Р., Никитин Ю.Н., Финкельберг Л.А. Моделирование локального нестационарного теплообмена в касере сгорания и теплонапряженного состояния авиационного двигателя. // Известия академии наук. 2010. №2. С. 133-151.

100. Зеленцов А.А. Анализ влияния геометрии камеры сгорания на процессы турбулентного сгорания и локального теплообмена в цилиндре дизеля. // Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана.

101. Абрамчук Ф.И., Авраменко А.Н. Программный комплекс для моделирования внутрицилиндровых процессов ДВС Двигатели внутреннего сгорания. 2010.№2. С. 7-12.

102. Гришин Ю.А., Рысс К.Н. Численный расчет течения топлива в форсунке дизеля. // Расчет и конструирование машин. 2013. С 3-7.

103. Рысс К. Н., Денисов А. А., Грехов Л. В., Гришин Ю. А. Расчетное прогнозирование расходных характеристик распылителей дизельной топливной аппаратуры // Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана. С. 57-60.

104. Расчетные исследования процесса топливоподачи дизеля, работающего на смесях дизельного топлива и и метилового эфира рапсового масла / Грехов Л. В., Марков В. А., Девянин С. Н., Быковская Л. И. // Грузовик. - 2014. - № 2. - С. 42-47.

105. Характеристики впрыскивания дизельного топлива, рапсового масла и их смесей в дизелях различных типов / Вальех Мальдонадо П. Р., Девянин С. Н., Марков В. А., Нормуродов А. А., Неверова А. А. // Автогазозаправочный комплекс+альтернативное топливо. - 2021. - Т. 20, № 4. - С. 167-178.

106. Совершенствование процессов распыливания и смесеобразования при работе дизеля на смесевых биотопливах / Марков В. А., Кулешов А. С., Неверов В. А., Бовэнь Са, Зенкин А. Н.

107. Chevron. Emission Reduction Technologies. 1998 (cited April 26, 2005); http://www.chevron.com/prodserv/fuels/bulletin/diesel/L2_6_9_rf.htm.

108. Agrawal, R. K.; Wood, S. C. Innovative Solutions for Cost-Effective NOx Control. 2002 (cited June 15, 2005); http://www.etecinc.net/article_images/Innovative%20Solutions%20for%20Cost-Effective%20NOx%20Control.pdf.

109. Chevron. Diesel Engines and Emissions. 1998 (cited April 27, 2005); http://www.chevron.com/prodserv/fuels/bulletin/diesel/L2_6_8_rf.htm.

110. Pelley, J. NASA InnoVation Helps Clean Diesel Exhaust. Environmental Science and Technology Online 2003 (cited April 26, 2005); http:// pubs.acs.org/subscribe/journals/esthag-w/2003/feb/tech/jp_nasa.html.

111. Martin, B. Emissions Control Techniques Applied to Industrial Vehicles. 2005 (cited June 15, 2005); http://www.ifp.fr/IFP/en/files/cinfo/IFP-Panorama05_11-DepollutionVA.pdf.

112. SNCR Committee of the Institute of Clean Air Companies, Inc. SelectiVe Non-Catalytic Reduction (SNCR) for Controlling NOx Emissions. 1997(citedJune15,2005);http://www.ammoniapro.com/Ammonia%20Library/NOx%20Reduction/Institute%20of%20Clean%20Air%20Co_SNCR.pdf.

113. Australian Maritime College. Marine Engine Research Projects.2005 (cited April 27, 2005); http://www.amc.edu.au/research/areas/marine.engines/projects/.

114. Environmental Protection Agency. Impacts of Lubrizol’s PuriNOx Water/Diesel Emulsion on Exhaust Emissions from Heavy-Duty Engines.

115. Lloyd’s Register. Emissions of Nitrogen Oxides from Marine Diesel Engines. 2002 (cited June 15, 2005); http://www.cdlive.lr.org/information/Documents/Approvals/NOX/NOx%20Questions%20and%20Answers%20July%2002.pdf.

116. Effects of diesel and methanol injection timing on combustion, performance, and emissions of a diesel engine fueled with directly injected methanol and pilot diesel Zhiyong Lia Yang Wanga Heming GengaXudong Zhenb Minjiang Liua Shuai Xua Changming Lia Applied Thermal Engineering Volume 163, 25 December 2019, 114234.

117. Experimental investigation on methanol auto-ignition in a compression ignition engine under DMDF mode Bin Wang; Anren Yao; Chunde Yao; Chao Chen; Han Lu; Jun Feng Fuel Volume 237, 1 February 2019, Pages 133-141.

118. Benajes, J.; Pastor, J.V.; García, A.; Monsalve-Serrano, J. The potential of RCCI concept to meet EURO VI NOx limitation and ultra-low soot emissions in a heavy-duty engine over the whole engine map. Fuel 2015, 159, 952–961. [CrossRef].

119. Tripathi, G.; Sharma, P.; Dhar, A. Eect of methane augmentation on combustion stability and unregulated emissions in compression ignition engine. Fuel 2020, 2631, 116672. [CrossRef].

120. Calam, A.; Aydoˇgan, B.; Halis, S. The comparison of combustion, engine performance and emission characteristics of ethanol, methanol, fuel oil, butanol, isopropanol and naphtha with n-heptane blends on HCCI engine. Fuel 2020, 2615, 117071. [CrossRef].

121. Benajes, J.; García, A.; Monsalve-Serrano, J.; Villalta, D. Benefits of E85 versus gasoline as low reactivity fuel for an automotive diesel engine operating in reactivity controlled compression ignition combustion mode. Energy Convers. Manag. 2018, 159, 85–95. [CrossRef].

122. Ерохов В.И. / Механизм и природа эффективности применения спиртов в качестве моторного топлива // Проблемы функционирования систем транспорта. Материалы Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых учёных. 2018. С. 216-223.

123. Ю. Варнатц, А. Маас, Р. Диббл. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ. Москва ФИЗМАТЛИТ 2003

124. Launder B.E., Spalding D.B. Mathematical models of turbulence. Academic Press, London/N.Y., 1972.

125. Jones W.P., Whitelaw J.H. Modelling and measurement in turbulent combustion // 20th Symp. (Intl.) Comb., The Combustion Institute, Pittsburgh, 1985. P. 233.

126. Eichlseder H., Klell M. Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik. Erzeugung, Speicherung, Anwendung. Wiesbaden, Vieweg – Teubner Verlag.-2008.-288.

127. Eichlseder H., Spuller Ch., Heidl R., Gerbig F., Heller K. Konzepte für die Dieselähnliche Wasserstoffverbrennung. MTZ, N1,-2010.-S.60-66.

128. Duzynski A. (Edit.). Proceedings of the VI International Scientific Conference GAS ENGINES. Czestochova. 2003.-751 p.

129. Валишвили Н.В., Петриченко М.Р., Кавтарадзе Р.З. Теплообмен при вращательном движении жидкости над неподвижной плоскостью. Вестник МГТУ. Серия «Машиностроение».№ 2, 2002. – С. 94-114.

130. Magnussen, B.F. and Hjertager, B.H. "On mathematical modeling of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion." Sixteenth International Symposium on Combustion. Pittsburgh: The Combustion Institute, 1977.

131. Schreiner K. Untersuchungen zum Ersatzbrennverlauf und War- metibrgang bei schellaufenden Hochleistungsdieselmotoren // MTZ.N 11. 1993. S. 554—563.

132. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. — 720 с.: ил.

133. Лышевский А. С. Процессы распиливания топлива дизельными форсунками. М.: Машгиз, 1963.

134. Ульянов И.Е. О внутриканальном распаде при распиливании топлива // Изв. АН СССР. ОТН. № 8, 1954. С. 27-31.

135. Кутовой В.А. Впрыск топлива в дизелях. М.: Машиностроение, 1981.

136. Ohnesorge W. Die Bildung von Tropfen an Dusen und die Auflo-sung fltissiger Strahlen. ZAMM. B. 16, Heft 6. 1936. S. 212-218.

137. Basshuysen R., Schafer F. (Hrsg.) Handbuch Verbrennungsmotor. 4. Auflage. Vieweg und Sohn Verlag. Wiesbaden, 2007. 1032 S.

138. Лаврентьев М.А., Шабат Б.В. Проблемы гидродинамики и их математические модели. М.: Наука, 1977.

139. Chu, Cho-Chone C. "One-Dimensional Transient Fluid Model for Fuel-Coolant Interaction Analysis", Thesis, University of Wisconsin-Madison, 1986.

140. Reitz, R.D. and Diwakar, J. "Effect of Drop Break-up on Fuel Sprays", SAE 860469.

141. Reitz, R.D. and Diwakar, J. "Structure of High-Pressure Fuel Sprays", SAE 870598.

142. O'Rourke, P.J. and Amsden, A.A. "The Tab Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Break-up," SAE Paper 872089.

143. Baritaud, T. "Modeling Atomization and Break-up in High-Pressure Diesel Sprays", SAE 970881.

144. Pilch, M. and Erdman, C.A. "Use of Break-up Time Data and Velocity History Data to Predict the Maximum Size of Stable Fragments for Acceleration-induced Break-up of a Liquid Drop", International Journal Multiphase Flow, Vol. 13, 1987.

145. Huh, K.Y. and Gosman, A.D. "A Phenomenological Model of Diesel Spray Atomisation", Proceedings of the International Conference on Multiphase Flows, Sept. 24-27, 1991, Tsukuba, Japan.

146. Huh, K.Y., Lee, E. and Koo, J.Y. "Diesel Spray Atomization Model Considering Nozzle Exit Turbulence Conditions", Atomization and Sprays, Vol.8 pp 453-469, 1998.

147. Tatschl, R., v.Künsberg-Sarre, C., Alajbegovic, A. and Winklhofer, E. "Diesel Spray Modeling Including Multidimensional Cavitation Nozzle Flow Effects", Proc. of ILASS-Europe Conference, Sept. 11-13, 2000 Darmstadt, Germany.

148. v. Künsberg-Sarre, C. and Tatschl, R. "Spray Modeling / Atomisation - Current Status of Break-up Models", IMECHE-Seminar, December 15-16, 1998, The Lawn, Lincoln, UK.

149. Heywood J.B. Internal Combustion Engine Fundamentals. McGraw-Hill. New York, 1988. 930 p.

150. Торквато С., Смит 77. Скрытая теплота парообразования широкого класса жидкостей // Тр. Американского общества инженеров-механиков. № 1. 1984. С. 215-221.

151. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. 2-е изд. испр. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007.

152. Dukowicz, J.K. "A Particle-Fluid Numerical Model for Liquid Sprays", J. Comp. Physics, 35, 229-253, 1980.

153. Dukowicz, J.K. "Quasi-steady droplet change in the presence of convection, informal report Los Alamos Scientific Laboratory", LA7997-MS.

154. Abramzon, B. and Sirignano, W. A. "Droplet Vaporization Model for Spray Combustion Calculations", AIAA 26th Aerospace Sciences Meeting, 1988.

155. Brenn, G., Deviprasath, L.J. and Durst, F. “Computations and Experiments on the Evaporation of Multi-Component Droplets”, Proc.9th Int.Conf.Liquid Atomiz.Spray Syst. (ICLASS), Sorrento (Italy), July 2003

156. Fink, C. “A Multi-Component Evaporation Model for the 3D-CFD-Code FIRE 8 – Development and Validation with Experimental Data”, TU Graz, September 2005

157. Prausnitz, J.M. and Gmehling, J. “Thermodynamik der Phasengleichgewichte I/II/III”, Verfahrenstechnik 13, 1979

158. Reid, R.C., Prausnitz, J.M. and Poling B.E. “The Properties of Gases and Liquids”, 4th edition, McGraw-Hill Book Company, 1986

159. O'Rourke, P.J. “Statistical Properties and Numerical Implementation of a Model for Droplet Dispersion in Turbulent Gas”, J. Comput. Physics 83, 1989.

160. Nordin, N. “Complex Chemistry Modeling of Diesel Spray Combustion”, PhD Thesis, Chalmers University of Technology, 2001.

161. Nurick, W.H. “Orifice Cavitation and its Effects on Spray Mixing”, J. Fluids Eng., Vol. 90, pp 681-687, 1976.

162. Mattes, P. “Untersuchung der Spray/Wand Wechselwirkung am Beispiel der dieselmotorischen Gemischbildung”, PhD thesis, Universität Stuttgart, 1998.

163. Naber, J. D., Enright, B. and Farrell, P. “Fuel Impingement in a Direct Injection Diesel Engine”, SAE Paper 881316, 1988.

164. Senda, J. and Kobayashi, M. “Modeling of Diesel Spray Impingement on a Flat Wall”, SAE Paper 941894, 1994.

165. Guerrassi, N. and Champoussin, J.C. “Experimental Study and Modeling of Diesel Spray/Wall Impingement”, SAE Paper 960864, 1996.

166. Naber, J.D. and Reitz, R.D. “Modeling Engine Spray/Wall Impingement” SAE-880107.

167. Seinfeld J.H. Atmospheric chemistry and physics of air pollution. John Wiley and Sons, N.Y., 1986.

168. Johnston H.S. Atmospheric ozone // Annu. Rev. Phys. Chem. 43:1, 1992.

169. Bowman C.T. Control of combustion-generated nitrogen oxide emissions: Technology driven by regulation // 24th Symp. (Intl.) Comb., The Combustion Institute, Pittsburgh, 1993.

170. Baulch D.L., Cobos C.J., Cox A.M., Frank P., Hayman G., Just T., Kerr J.A., Murrels Г., Pilling M.J., Troe J., Walker R.W., Warnatz J. Compilation of rate data for combustion modelling Supplement I // J. Phys. Chem. Ref. Data 23:847, 1994.

171. Fenimore C P. Studies of fuel-nitrogen in rich flame gases // 17th Symp. (Intl.) Comb., The Combustion Institute, Pittsburgh, 1979. P. 661.

172. Westbrook C.K., Dryer F.L. Prediction of Laminar Flame Properties of Methanol – Air Mixtures // Combust. and Flame. – 1980. – V. 37, № 2. – P. 171-192.

173. Wolfram J. Bildung von Stickstoffbxiden bei der Verbrennung//Chemie-Ingenieur-Technik 44:656, 1972.

174. Malte P.C., Pratt D.T. Measurement of atomic oxygen and nitrogen oxides in jet-stirred combustion // 15th Symp. (Intl.) Comb., The Combustion Institute, Pittsburgh, 1974. P. 1061.

175. Correa S.M. A review of NOx formation under gas-turbine combustion conditions // Comb. Sci. Technol. 87:329, 1992.

176. Wiese und Homann. Oberflächenwachstum und Koagulation von Rußpartikeln in Niederdruckflammen. VDI-Berichte 1193, 1995.

177. Wagner H.G. Soot formation in combustion // 17th Symp. (Intl.) Comb., The Combustion Institute, Pittsburgh, 1979. P. 3.

178. Haynes B.S., Wagner H.G. Soot formation // Prog. Energy. Combust. Sci. 7:229, 1981.

179. Homann K.H. Formation of large molecules, particulates, and ions in premixed hydrocarbon flames; progress and unresolved questions // 20th Symp. (Intl.) Comb., The Combustion Institute, Pittsburgh, 1984. P. 857.

180. Bockhorn #., Schafer T. Growth of soot particles in premixed flames by surface reactions // B: Bockhorn H. (ed). Soot formation in combustion. Springer, Berlin/Heidelberg, 1994.

181. Zhang Q.L., O'Brien S.C., Heath J.R., Liu У., Curl R.F., Kroto H.W., Smalley R.E. Reactivity of large carbon clusters: Spheroidal carbon shells and their possible relevance to the formation and morphology of soot // J. Phys. Chem. 90:525, 1986.

182. Harris S.J., Weiner A.M., Ashcraft C.C. Soot particle inception kinetics in a premixed ethylene flame // Comb. Flame 64:65, 1986a.

183. Mauss F., Schafer T., Bockhorn H. Inception and growth of soot particles in dependence on the surrounding gas phase // Comb. Flame 99:697, 1994a.

184. Homann K.H. Carbon formation in premixed flames // Comb. Flame 11:265, 1967.

185. Howard J.B.y Wersborg B.L., Williams G.C. Coagulation of carbon particles in premixed flames // Faraday Symp. Chem. Soc. 7:109, 1973.

186. Smoluchowski M.V. Versuch einer mathematischen Theorie der Koagulations-kinetik kolloider Loesungen // Z. Phys. Chem. 92, 129, 1917.

187. El-Gamal M., Warnatz J. Soot formation in combustion processes // B: Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Technische Universitat Graz, 1995.

188. von Gersum 5., Roth P. Soot oxidation in high temperature N2O/Ar and NO/Ar mixtures // 24th Symp. (Intl.) Comb. The Combustion Institute, Pittsburgh, 1992. P. 999.

189. Roth P., von Gersum S. High temperature oxidation of soot particles by O, OH, and NO // B: Такепо T. (ed). Turbulence and molecular processes in combustion, Elsevier, London, 1993. P. 149.

190. Koylu UO.y Faeth G.M. Structure of overfire soot in buoyant turbulent diffusion flames at long residence times // Comb. Flame 89:140, 1992.

191. Agafonov G. L., Nullmeier M., Vlasov P. A., Warnatz J. and Zaslonko I. S. (2002) Kinetic Modeling of Solid Carbon Particle Formation and Thermal Decomposition during Carbon Suboxide Pyrolysis behind Shock Waves. Combust. Sci. and Techn. 174, 1–29.

192. Appel, J., Bockhorn, H. and Frenklach, M. (2000) Kinetic Modeling of Soot Formation with Detailed Chemistry and Physics: Laminar Premixed Flames of C2 Hydrocarbons. Combust. Flame 121(1–2), 122–136.

193. Krestinin, A. V. (2000) Detailed Modeling of Soot Formation in Hydrocarbon Pyrolysis. Combust. Flame 121, 513–524.

194. Frolov S.M., Basevich V.Y., Skripnik A.A. Modeling of soot formation in internal combustion engines. Mezhdunarodnaya konferentsiya «Dvigatel' 2007». Sb. nauch. trudov [Proc. Int. Conf. "Engine 2007"]. Moscow, Bauman MSTU Publ., 2007, pp. 28–29 (in Russ.)

195. ГОСТ 14846-2020 Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний.

196. Правила ООН № 24-03 Единообразные предписания, касающиеся: 1. Сертификации двигателей с воспламенением от сжатия в отношении дымности; II. Сертификации автотранспортных средств в отношении установки на них двигателей с воспламенением от сжатия, сертифицированных по типу конструкции; III. Сертификации автотранспортных средств с двигателями с воспламенением от сжатия в отношении дымности; IV. Измерения мощности двигателей.

197. Правила ООН № 85 Единообразные предписания, касающиеся официального утверждения двигателей внутреннего сгорания или систем электротяги, предназначенных для приведения в движение механических

транспортных средств категорий M и N, в отношении измерения полезной мощности и максимальной 30-минутной мощности систем электротяги (с Поправкой).

198. Правила ЕЭК ООН № 49-04 Единообразные предписания, касающиеся сертификации двигателей с воспламенением от сжатия и двигателей, работающих на природном газе, а также двигателей с принудительным зажиганием, работающих на сжиженном нефтяном газе, и транспортных средств, оснащенных двигателями с воспламенением от сжатия, двигателями, работающими на природном газе, и двигателями с принудительным зажиганием, работающими на сжиженном нефтяном газе, в отношении выбросов вредных веществ.

199. ГОСТ Р 8.568-2017 Государственная система обеспечения единства измерений. Аттестация испытательного оборудования. Основные положения.

200. ГОСТ Р 52368-2005 Топливо дизельное ЕВРО. Технические условия.

201. DIN EN 14214-2012 Топлива для двигателей внутреннего сгорания. Метиловые эфиры жирных кислот для дизельных двигателей. Требования и методы испытаний.

202. Desantes. J. M., Arrègle J., Ruiz S. Characterisation of the Injection-Combustion Process in a D.I. Diesel Engine Running with Rape Oil Methyl Ester // SAE Technical Paper. 1999. №1999-01-1497. 8pp.

203. Теоретическое и экспериментальное исследование энергетической и эколого-экономической эффективности применения смесевых и биодизельных топлив в дизелях / Кутенев В.Ф. и др. // Двигатели и экология: Сб.науч. тр./ НАМИ. 2006. С.84-94.

204. Экспериментальные исследования дизеля ЯМЗ-236НЕ при работе на смесевом В20 и чистом В100 биодизельных топливах / Кутенев В.Ф. и др. // Журнал автомобильных инженеров. 2009. №6. С.20-23.

205. Choi C. Y., Bower G. R., Reitz R. D. Effects of biodiesel blended fuels and multiple injections on D.I. diesel engines // SAE Technical Paper. 1997. 1997-02-24. 20pp.

206. Development of Premixed Low-Temperature Diesel Combustion in a HSDI Diesel Engine / Hanho Y. et al. // SAE Technical Paper. 2008. 2008-01-0639. 17pp.

207. Physical and chemical properties of RME biodiesel exhaust particles without engine modifications / Johannes H. Koeglerc et al. // Applied Energy. 2016. Vol 186. 261-269pp.

208. Ezio Mancaruso, Bianca Maria Vaglieco. Premixed combustion of GTL and RME fuels in a single cylinder research engine. // Applied Energy. 2012. Vol 91. 385-394pp.

209. Fuel economy and emission characteristics of Gas-to-Liquid (GTL) and Rapeseed Methyl Ester (RME) as alternative fuels for diesel engines. / Ahmed Hassaneena et al. // Applied Energy. 2012. Vol 97. 125-130pp.

210. NOx and soot emissions trends for RME, SME and PME fuels using engine and spray experiments in combination with simulations. / Monica Johansson et al. // Applied Energy. 2013. Vol 106. 293-302pp.

211. Sakthivel Gnanasekarana, N. Saravananb, M. Ilangkumaranc. Influence of injection timing on performance, emission and combustion characteristics of a DI diesel engine running on fish oil biodiesel. // Applied Energy. 2016. Vol 116. 1218-1229pp.

212. T. Ganapathya, R.P. Gakkharb, K. Murugesanb. Influence of injection timing on performance, combustion and emission characteristics of Jatropha biodiesel engine. // Applied Energy. 2011. 4376-4386pp.

213. Смайлис.В., Сенчила В., Берейшене К. Моторные испытания РМЭ на высокооборотном дизеле воздушного охлаждения // Двигателестроение – 2005 №4 – С.45-49.

214. Biodiesel engine performance and emissions in low temperature combustion ZhengM, [et al.] // Fuel 2008; 87(6): 714 – 722 p.

215. Bobba, M., Musculus, M., Neel, W., Effect of Post Injections on In-Cylinder and Exhaust Soot for Low-Temperature Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine, SAE Int. J. Engines 3(1). 2010.2010-01-0612. 496-516pp.

216. Experimental Investigation of the Effect of Multiple Injections on Pollutant Formation in a Common-Rail DI Diesel Engine. / Vanegas, A.et al. // SAE Technical Paper. 2008. 2008-01-1191.

217. Pierpont, D., Montgomery, D., Reitz, R. Reducing Particulate and NOx Using Multiple Injections and EGR in a D.I. Diesel. // SAE Technical Paper. 1995. 950217.

218. Nwafor O. Emission characteristics of diesel engine operating on rapeseed methyl ester. // Renew Energy 2004; 29: 119 – 129 p.

219. Бирюков В.В. Методы повышения эффективности работ дизеля при использовании этанола в качестве экологической добавки к дизельному топливу. автореф. дис. к-та техн. наук: 05.04.02/В.В.Бирюков; Москва МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. – 16 с.

220. В.А. Звонов, Г.С. Корнилов, А.В. Козлов, Е.А. Симонова. Оценка и контроль выбросов дисперсных частиц с отработавшими газами дизелей. // Прима-Пресс.-2005.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

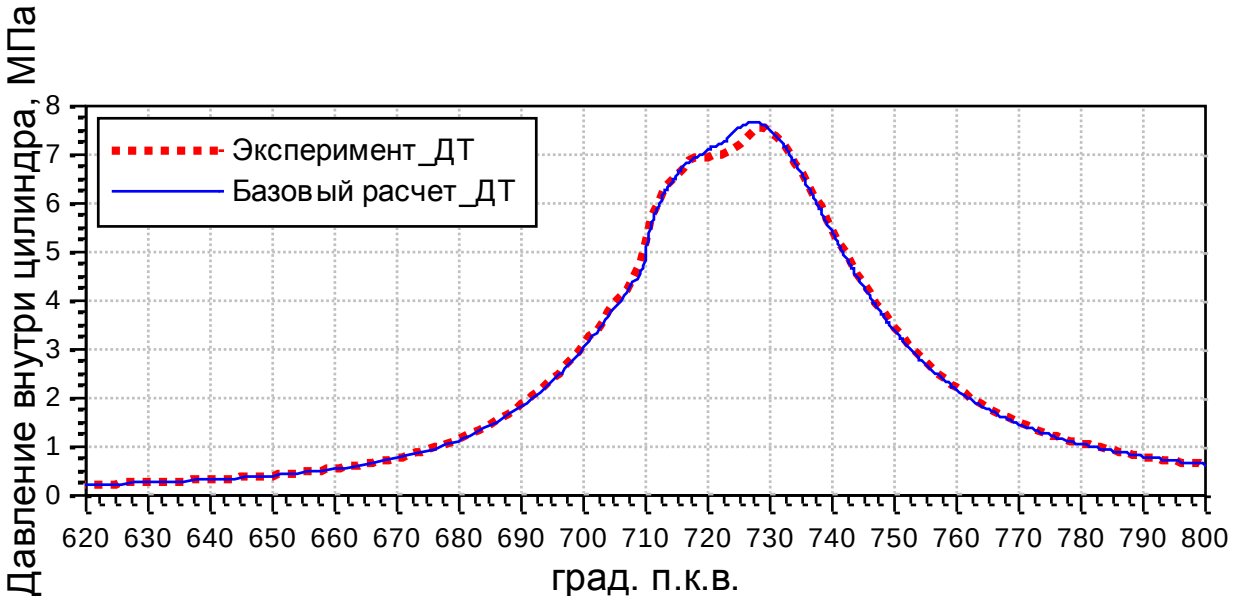


Рисунок А.1 – Индикаторные диаграммы при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной (ДТ)

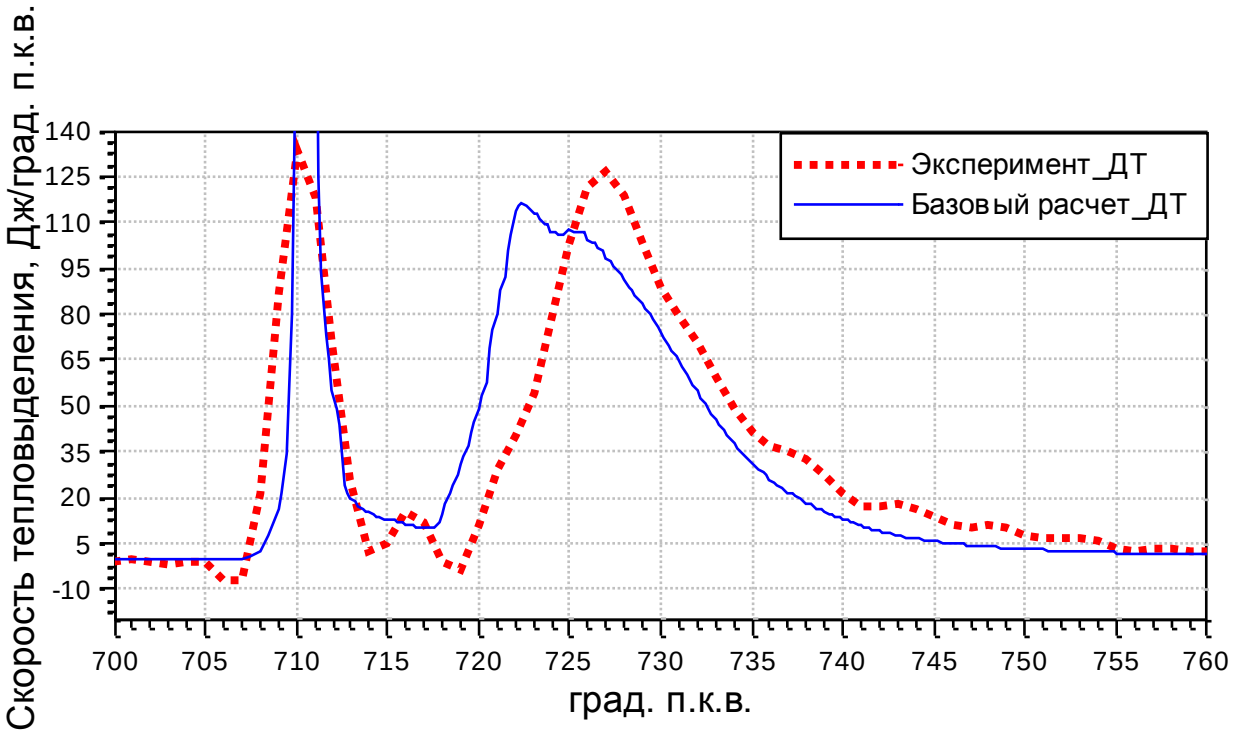


Рисунок А.2 – Диаграммы скорости тепловыделения при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной (ДТ)

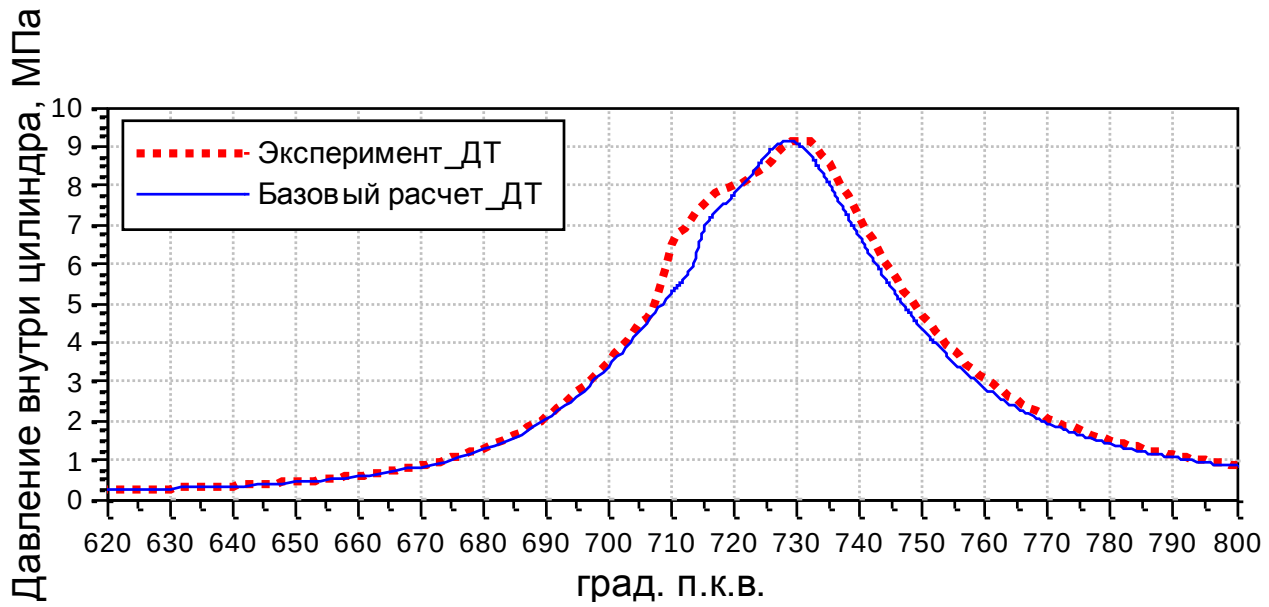


Рисунок А.3 – Индикаторные диаграммы при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 50% от номинальной (ДТ)

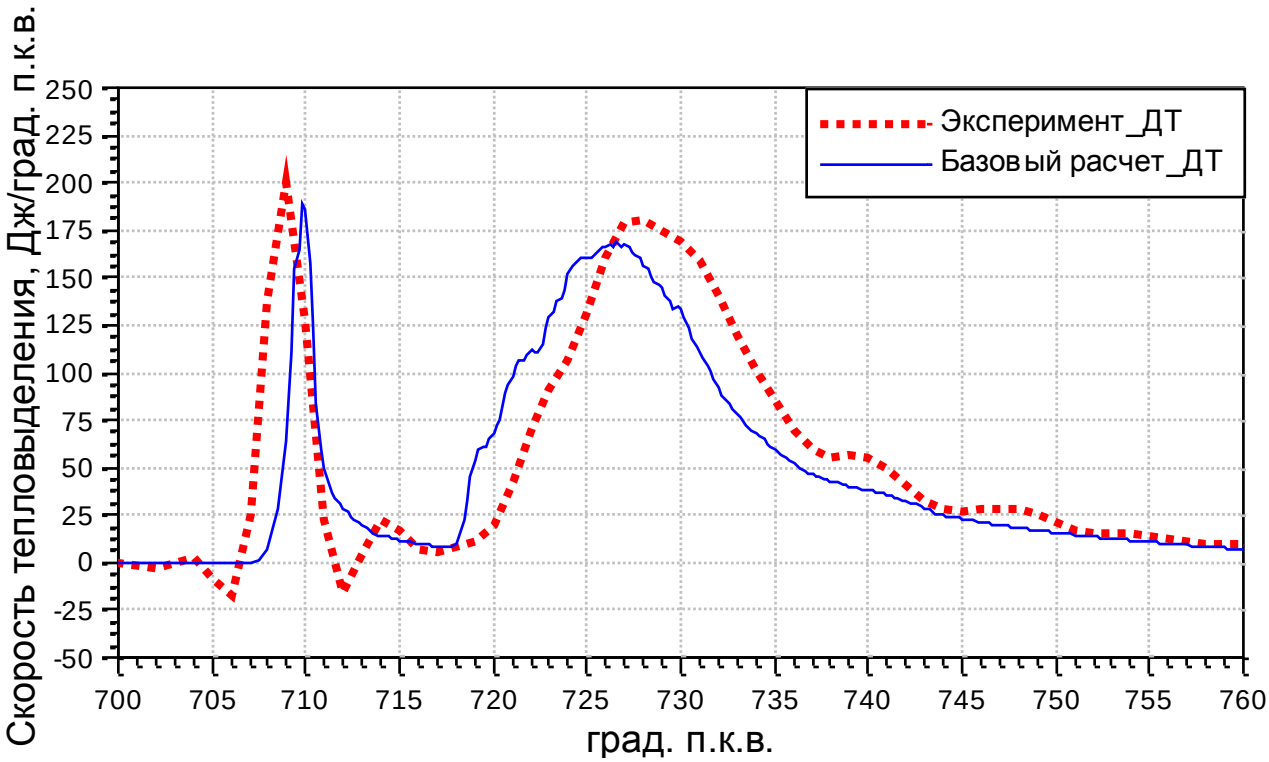


Рисунок А.4 – Диаграммы скорости тепловыделения при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 50% от номинальной (ДТ)

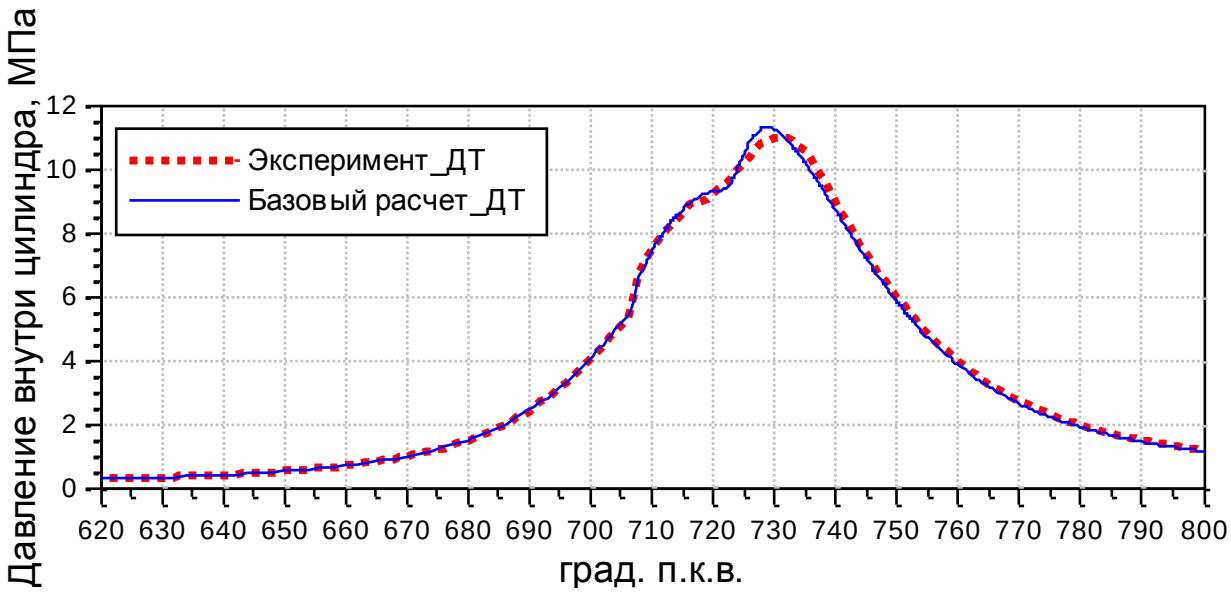


Рисунок А.5 – Индикаторные диаграммы при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 75% от номинальной (ДТ)

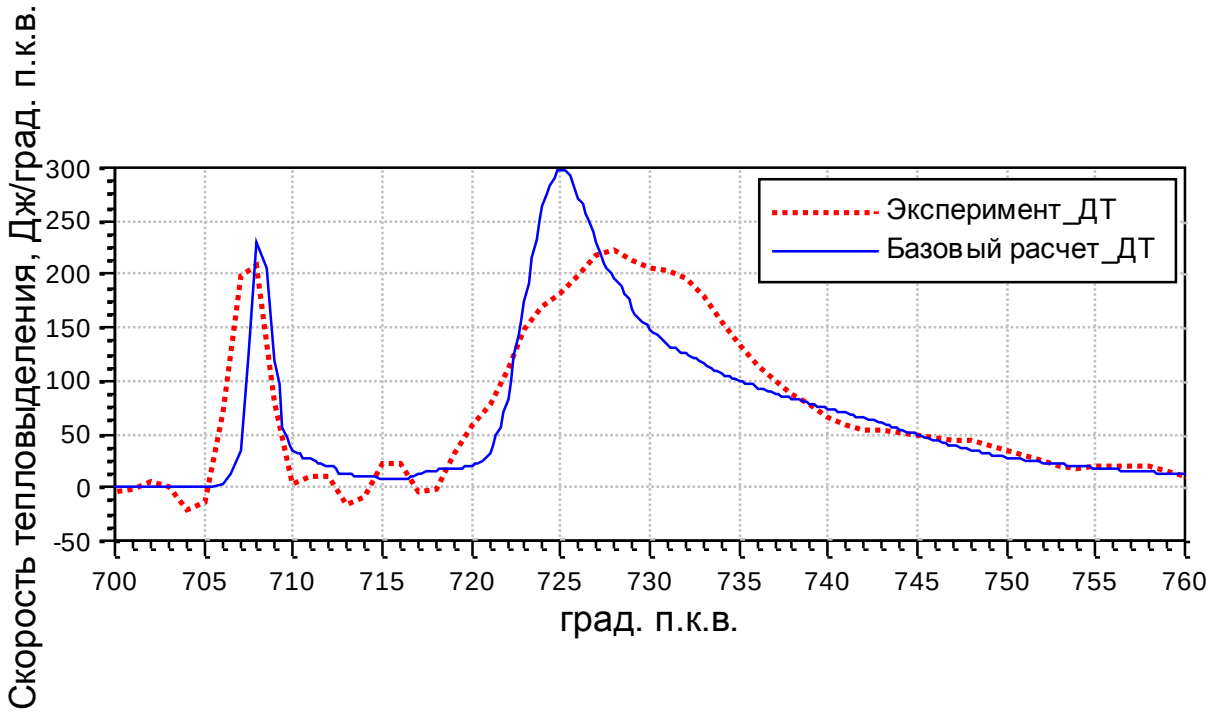


Рисунок А.6 – Диаграммы скорости тепловыделения при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 75% от номинальной (ДТ)

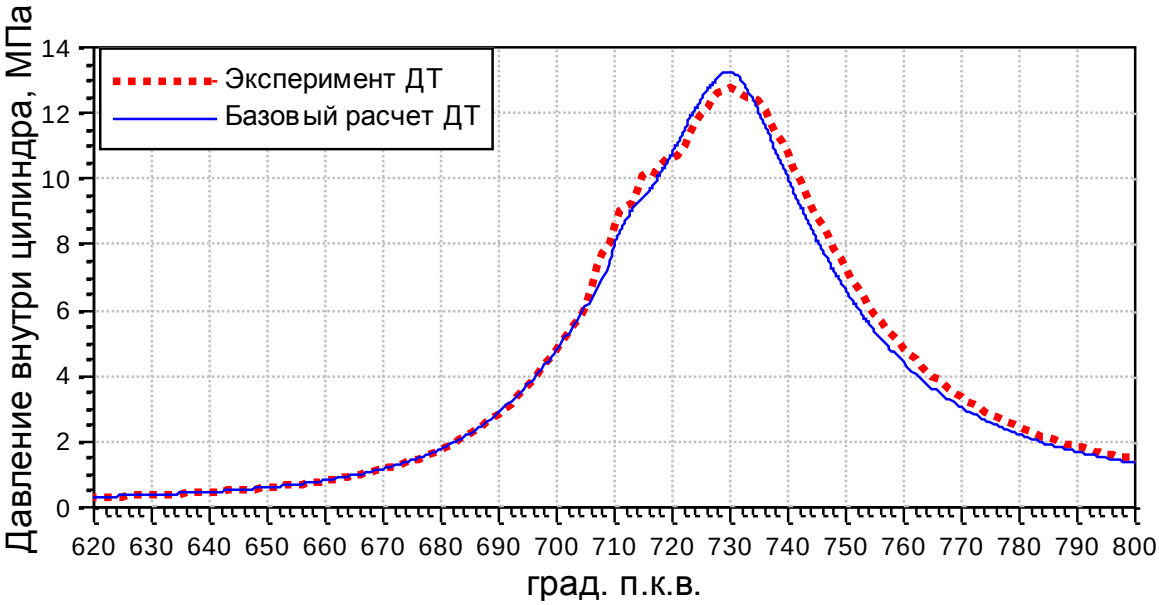


Рисунок А.7 – Индикаторные диаграммы при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% от номинальной (ДТ)

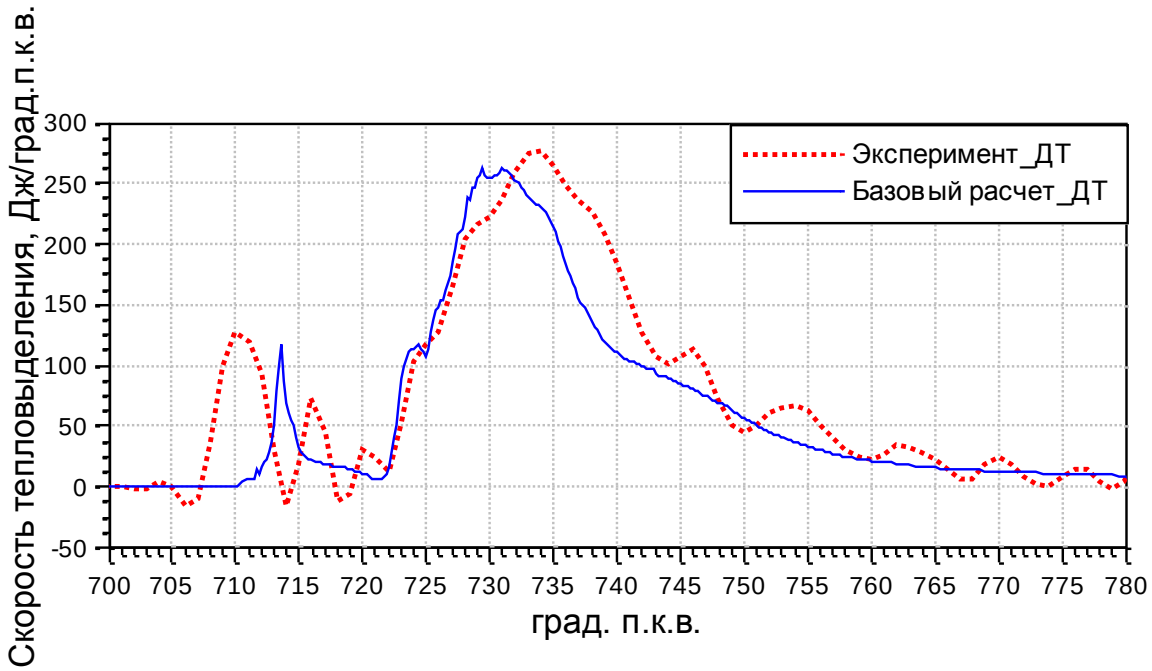


Рисунок А.8 – Диаграммы скорости тепловыделения при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% от номинальной (ДТ)

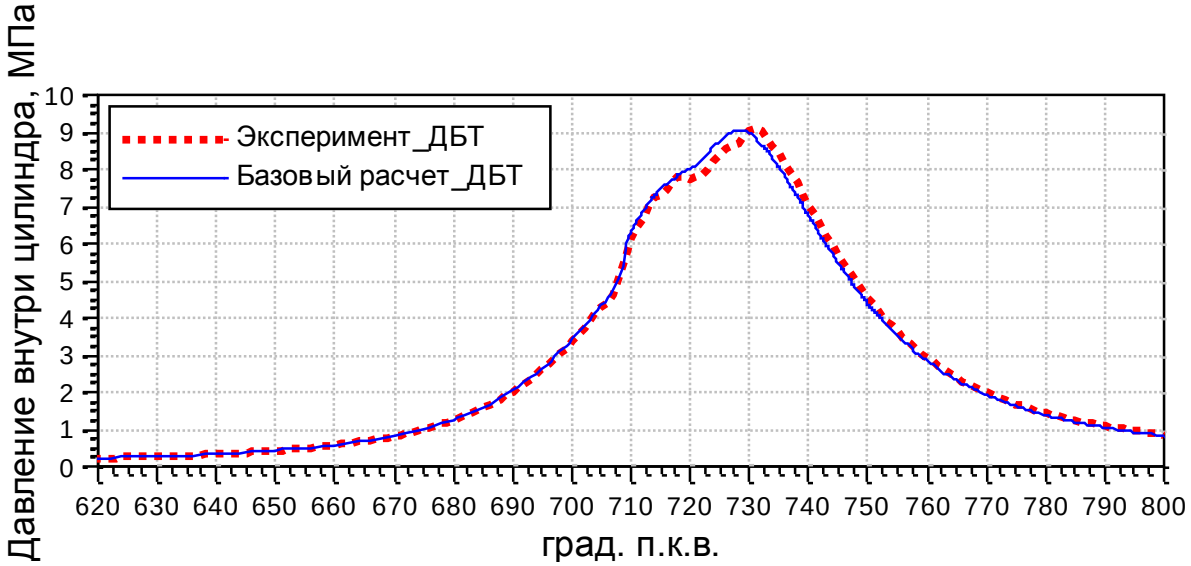


Рисунок А.9 – Индикаторные диаграммы при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 50% от номинальной (ДБТ)

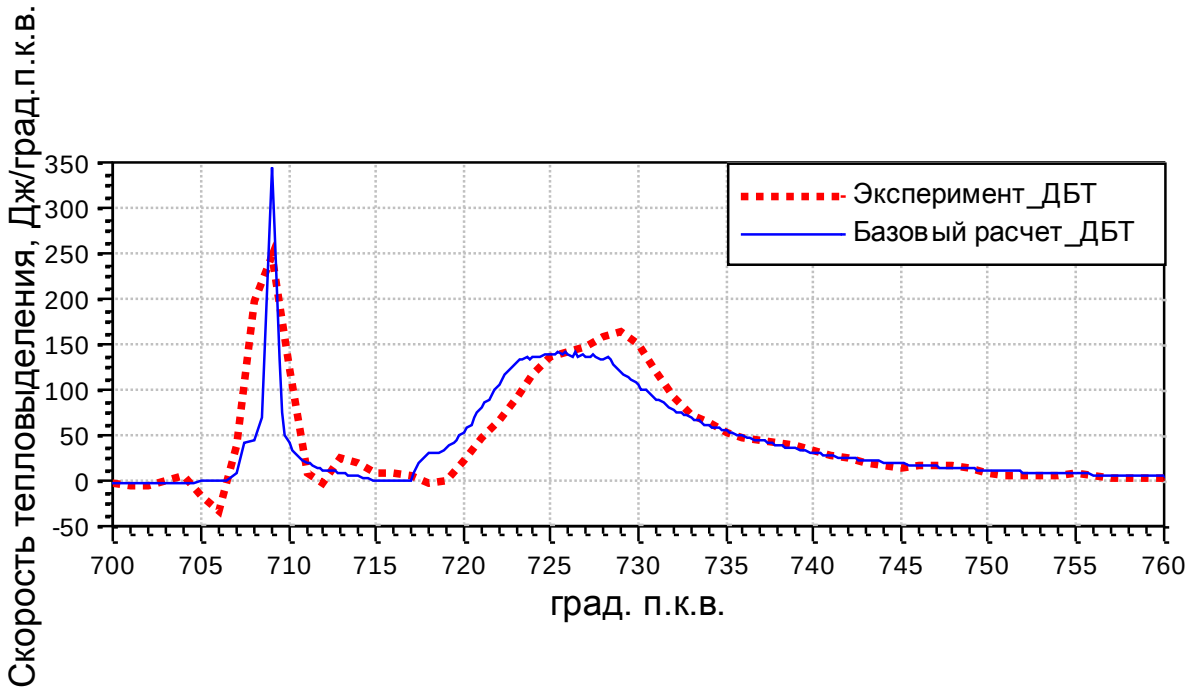


Рисунок А.10 – Диаграммы скорости тепловыделения при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 50% от номинальной (ДБТ)

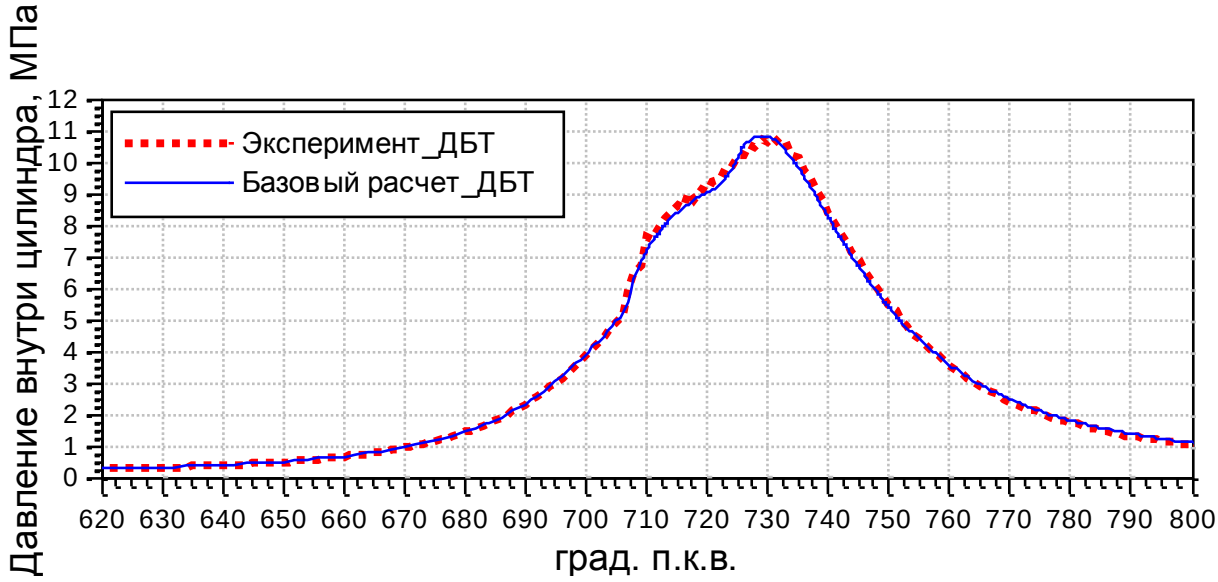


Рисунок А.11 – Индикаторные диаграммы при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 75% от номинальной (ДБТ)

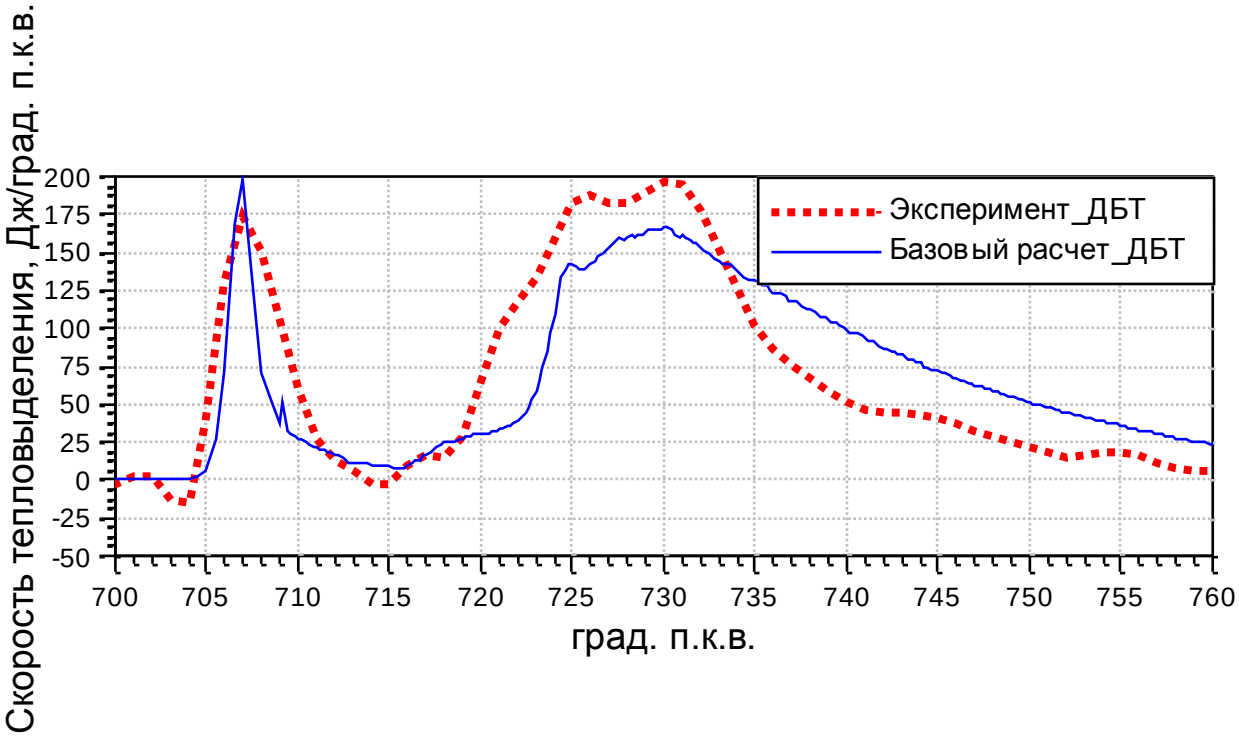


Рисунок А.12 – Диаграммы скорости тепловыделения при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 75% от номинальной (ДБТ)

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Таблица Б.1 – Оптимизация УОВТ 1-й пилотной порции при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% от номинальной

	1-й Пилотный впрыск, град. п.к.в. до ВМТ	2-й Пилотный впрыск, град. п.к.в. до ВМТ	NO_x, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dφ, МПа/град.п.к.в.	A_i, %
Базовый расчет	20,66	-	649,682	274,33	1,38	100
Оптимизация УОВТ 1-й пилотной порции	70	20,66	666,44	50,00	0,92	101,28
	65		696,22	55,29	0,93	101,63
	60		736,06	62,63	0,92	102,29
	55		675,63	59,91	0,93	102,13
	50		**644,80**	**52,69**	**0,92**	**101,37**
	45		645,22	59,52	0,90	101,24
	40		680,21	187,78	0,88	101,44
	35		727,72	251,10	0,92	100,30
	30		831,32	464,66	1,45	99,79
	25		922,28	688,95	2,02	98,84
	15		1052,04	943,47	2,86	102,60
	10		948,38	727,89	1,32	102,33

Таблица Б.2 – Оптимизация УОВТ 2-й пилотной порции при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% от номинальной

	1-й пилотный впрыск, град. п.к.в. до ВМТ	2-й пилотный впрыск, град. п.к.в. до ВМТ	NO_x, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dφ, МПа/град.п.к.в.	A_i, %
Базовый расчет	20,66	-	649,68	274,33	1,38	100
Оптимизация УОВТ 2-й пилотной порции	50	70	639,72	33,17	0,75	102,66
		65	**613,30**	**34,69**	**0,76**	**101,70**
		60	688,88	32,21	0,80	103,85
		55	626,77	32,37	0,69	103,60
		50	633,03	33,73	0,76	103,18
		45	671,27	28,86	0,95	104,63
		40	713,45	30,05	0,91	104,79
		35	651,12	33,46	0,74	101,99
		30	672,51	34,20	0,67	102,18
		25	626,62	36,56	0,78	101,73
		20	687,23	52,96	0,97	102,44
		15	779,20	55,13	1,03	104,46
		10	820,23	45,10	0,69	105,24

Таблица Б.3 – Влияние массы пилотных порций на рабочий процесс дизеля при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% от номинальной

Начало впрыскивания пилотных порций, Град. п.к.в. до ВМТ	Масса Пилотной порции, мг		Масса основной порции, мг	NOx, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dφ, МПа/град.п.к.в.	A_i, %
	1-я	2-я					
Базовый расчет	14	0	127,22	649,68	274,56	1,38	100,00
Две пилотных порции УОВТ 65 град. п.к.в. до ВМТ и 50 град. п.к.в. до ВМТ	3,5	3,5	134,22	671,38	41,53	0,79	103,74
	7	7	127,22	543,78	38,44	1,28	101,39
	10,5	**10,5**	**120,22**	**589,78**	**35,38**	**0,97**	**102,59**
	17,5	17,5	106,22	692,76	31,33	0,86	102,26
	21	21	99,22	667,08	31,87	1,14	101,21
	24,5	24,5	92,22	883,23	30,34	1,10	103,10
	28	28	85,22	2509,28	46,41	0,44	79,82

Таблица Б.4 – Влияние угла начала поствпрыска на рабочий процесс дизеля при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% от номинальной

	Угол поствпрыска, град. п.к.в после ВМТ	Масса пилотной порции, мг		Масса основной порции	Масса поствпрыска, мг	NO_x, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	A_i, %
		1-я	2-я					
Базовый расчет	-	14	0	127,22	0	649,68	92,52	100,0
Две пилотных порции УОВТ 65 град. п.к.в. до ВМТ и 50 град. п.к.в. до ВМТ	8	10,5	10,5	116,72	3,5	568,19	35,85	102,8
	10	**10,5**	**10,5**			**551,17**	**40,22**	**102,3**
	12	10,5	10,5			544,10	44,36	101,9
	14	10,5	10,5			539,61	48,74	101,6
	16	10,5	10,5			537,19	51,67	101,5
	18	10,5	10,5			534,42	53,47	101,1
	20	10,5	10,5			532,69	50,78	100,6

Таблица Б.5 – Влияние массы порции поствпрыска на рабочий процесс дизеля при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% от номинальной

	Масса пилотной порции, мг		Масса основной порции, мг	Масса поствпрыска, мг	NO_x, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	A_i, %
	1-я	2-я					
Базовый расчет	14	-	127,22	-	649,7	274,6	100
Две пилотных порции УОВТ 65 град. п.к.в. до ВМТ и 50 град. п.к.в. до ВМТ, угол поствпрыска 10 град. п.к.в. после ВМТ	10,5	10,5	118,47	1,75	570,24	41,25	101,1
	10,5	**10,5**	**116,72**	**3,5**	**544,10**	**44,36**	**100,6**
	10,5	10,5	114,97	5,25	542,06	42,99	100,1
	10,5	10,5	113,22	7	533,22	43,45	99,9
	10,5	10,5	111,47	8,75	519,52	47,19	99,3
	10,5	10,5	109,72	10,5	508,90	56,59	99,0
	10,5	10,5	118,47	12,25	504,25	63,05	98,6

Таблица Б.6 – Влияние УОВТ первой и второй пилотных порций на рабочий процесс дизеля при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% от номинальной методом планирования эксперимента

	1-й Пилотный впрыск, град. п.к.в. до ВМТ	2-й Пилотный впрыск, град. п.к.в. до ВМТ	NO_x, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dφ, МПа/град.п.к.в.	A_i, %
Базовый расчет	20,7	-	649,68	274,33	1,38	100,00
Оптимизация УОВТ 1-й и 2-й пилотных порций	70	60	567,23	34,35	0,69	100,75
	70	50	656,24	31,91	0,74	102,96
	70	40	657,78	34,27	0,76	102,82
	70	30	691,37	50,61	0,62	102,07
	70	20	567,23	34,35	0,69	100,75
	60	70	567,23	34,35	0,69	100,75
	60	50	690,07	30,63	0,82	104,47
	60	40	630,20	32,73	0,83	102,99
	60	30	671,33	32,62	0,66	102,36
	60	20	727,19	62,84	0,91	102,75
	50	70	656,24	31,93	0,74	102,96
	50	60	690,07	30,66	0,82	104,47
	50	40	722,23	29,94	0,91	105,05
	50	30	677,91	33,26	0,68	102,36
	50	20	679,41	56,25	0,97	102,32
	40	70	657,78	34,26	0,76	102,82
	40	60	630,20	32,77	0,83	102,99
	40	50	722,23	29,91	0,91	105,05
	40	30	649,24	31,76	0,77	101,92
	40	20	700,80	3,17	1,01	102,25
	30	70	622,97	32,60	0,62	102,50
	30	60	671,33	32,65	0,66	102,36
	30	50	677,91	33,24	0,68	102,36
	30	40	649,24	31,78	0,77	101,92
	30	20	838,43	473,16	1,35	100,02
	20	70	50,70	1,91	0,89	101,88
	20	60	62,99	2,38	0,91	102,75
	20	50	56,25	2,12	0,97	102,32
	20	40	84,23	3,18	1,01	102,26
	20	30	473,54	17,88	1,35	99,49
	65	70	483,16	40,64	0,69	98,56
	65	60	486,08	37,29	0,71	98,13
	65	50	639,21	33,14	0,76	102,45
	65	40	668,46	32,93	0,79	103,54
	65	30	670,56	32,26	0,64	102,22
	65	20	685,72	56,98	0,90	101,97
	55	70	610,32	31,83	0,74	101,56
	55	60	582,53	32,85	0,70	101,36
	55	50	659,36	31,66	0,70	103,08

Продолжение таблицы Б.6

	1-й Пилотный впрыск, град. п.к.в. до ВМТ	2-й Пилотный впрыск, град. п.к.в. до ВМТ	NOx, млн-1	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dφ, МПа/град.п.к.в.	Ai, %
Оптимизация УОВТ 1-й и 2-й пилотных порций	55	40	673,13	32,53	0,87	103,98
	55	30	668,74	33,67	0,70	102,31
	55	20	678,81	53,20	0,94	102,45
	45	70	632,76	32,81	0,79	102,74
	45	60	712,13	31,14	0,83	104,52
	45	50	704,06	29,18	0,95	105,13
	45	40	667,34	32,05	1,24	107,94
	45	30	670,49	32,47	0,65	101,12
	45	20	657,17	56,81	0,99	99,56
	35	70	689,06	32,95	0,69	102,84
	35	60	663,74	32,00	0,73	102,66
	35	50	667,34	32,08	0,74	102,41
	35	40	676,52	29,17	1,16	103,41
	35	30	671,99	31,88	0,98	101,32
	35	20	746,16	186,13	1,05	100,11
	25	70	631,60	33,23	0,81	101,30
	25	60	645,04	37,00	0,79	101,98
	25	50	625,38	37,63	0,78	101,68
	25	40	677,83	49,05	0,86	101,99
	25	30	777,33	205,08	1,69	99,27
	25	20	951,59	784,81	1,80	99,85
	15	70	759,44	46,60	1,23	104,07
	15	60	808,68	51,85	1,09	104,93
	15	50	789,70	48,33	1,03	104,64
	15	40	789,31	59,50	1,07	104,26
	15	30	824,58	372,71	1,17	101,83
	15	20	1076,75	964,88	1,50	102,43

Таблица Б.7 – Влияние угла начала поствпрыска и массы порции поствпрыска на рабочий процесс дизеля при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 100% от номинальной

	Угол поствпрыска, град. п.к.в после ВМТ	Масса поствпрыска, мг	Масса основной порции	NO_x, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	A_i, %
Базовый расчет	-	0	127,22	649,68	92,52	100,0
Две пилотных порции УОВТ 55 град. п.к.в. до ВМТ и 50 град. п.к.в. до ВМТ, массой 14 мг	8	1,75	111,47	632,42	33,34	103,3
	10			627,77	35,22	103,1
	12			623,78	37,00	102,9
	14			621,52	38,84	102,8
	15			621,08	39,61	102,7
	16			620,14	39,65	102,7
	18			618,63	40,92	102,5
	20			618,32	41,75	102,4
Две пилотных порции УОВТ 55 град. п.к.в. до ВМТ и 50 град. п.к.в. до ВМТ, массой 14 мг	8	3,5	109,72	645,34	32,18	103,8
	10			625,81	35,80	103,3
	12			616,40	39,06	102,9
	14			609,86	42,59	102,6
	15			608,08	44,21	102,6
	16			606,40	45,51	102,5
	18			602,79	48,34	102,0
	20			600,80	46,68	101,5
Две пилотных порции УОВТ 55 град. п.к.в. до ВМТ и 50 град. п.к.в. до ВМТ, массой 14 мг	8	7	106,22	691,28	31,26	104,1
	10			627,91	34,32	103,6
	12			609,36	37,88	103,1
	14			591,17	46,88	102,2
	15			588,01	48,74	102,1
	16			585,77	49,45	102,0
	18			665,01	32,43	103,0
	20			575,41	56,72	99,4
Две пилотных порции УОВТ 55 град. п.к.в. до ВМТ и 50 град. п.к.в. до ВМТ, массой 14 мг	8	10,5	102,72	665,01	32,89	103,0
	10			589,87	38,14	101,9
	12			567,52	47,06	101,4
	14			553,62	51,57	100,5
	15			548,99	60,81	100,3
	16			544,55	66,71	99,8
	18			536,33	57,79	98,0
	20			532,43	60,01	96,8
	20			1200	85,28	92,4

Продолжение таблицы Б.7

	Угол поствпрыска, град. п.к.в после ВМТ	Масса поствпрыска, мг	Масса основной порции	NOx, млн-1	ВЧ, мг/кг топл.	Ai, %
Две пилотных порции УОВТ 55 град. п.к.в. до ВМТ и 50 град. п.к.в. до ВМТ, массой 14 мг	8	14	99,22	631,84	36,15	102,3
	10			599,46	40,33	101,9
	12			571,82	49,44	101,3
	14			541,49	90,35	99,1
	15			536,90	86,50	98,7
	16			537,33	71,00	99,0
	18			528,08	79,34	96,9
	20			737,93	64,82	95,4
Две пилотных порции УОВТ 55 град. п.к.в. до ВМТ и 50 град. п.к.в. до ВМТ, массой 14 мг	8	17,5	95,72	723,84	38,01	102,2
	10			774,92	41,53	100,9
	12			703,02	45,33	100,4
	14			636,48	57,67	98,8
	15			835,84	74,02	97,9
	16			1028,37	75,95	97,7
	18			1100	101,21	94,5
	20			1200	85,28	92,4

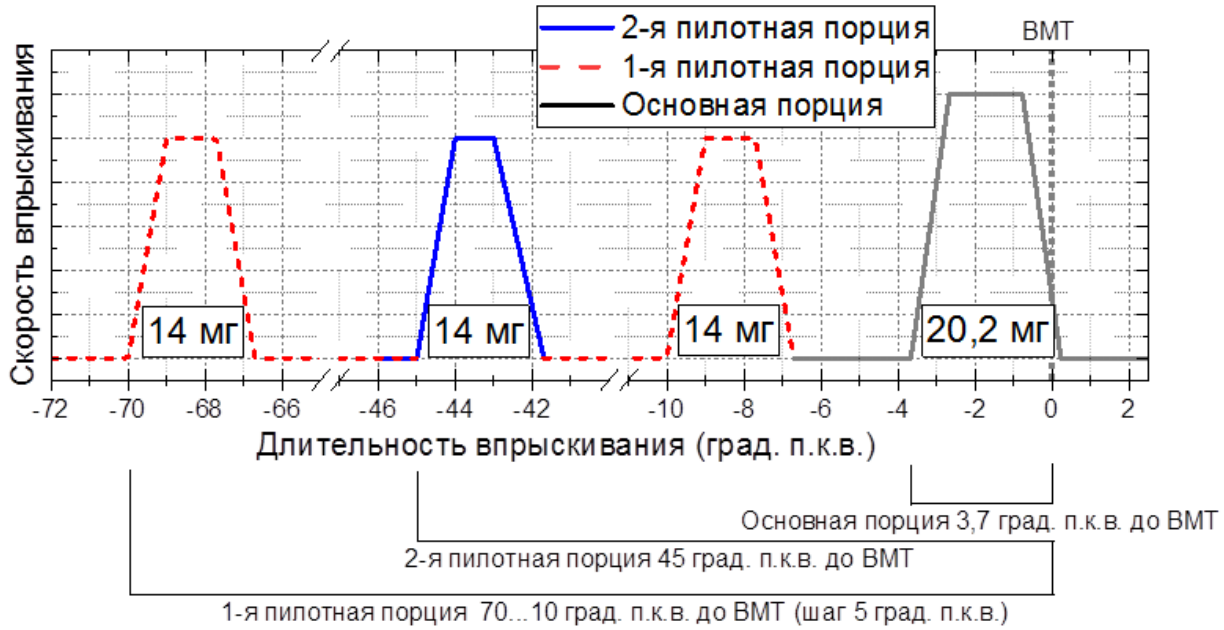


Рисунок Б.1. – Диаграмма процесса впрыскивания при значении УОВТ второй пилотной порции 45 град. п.к.в. до ВМТ при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной

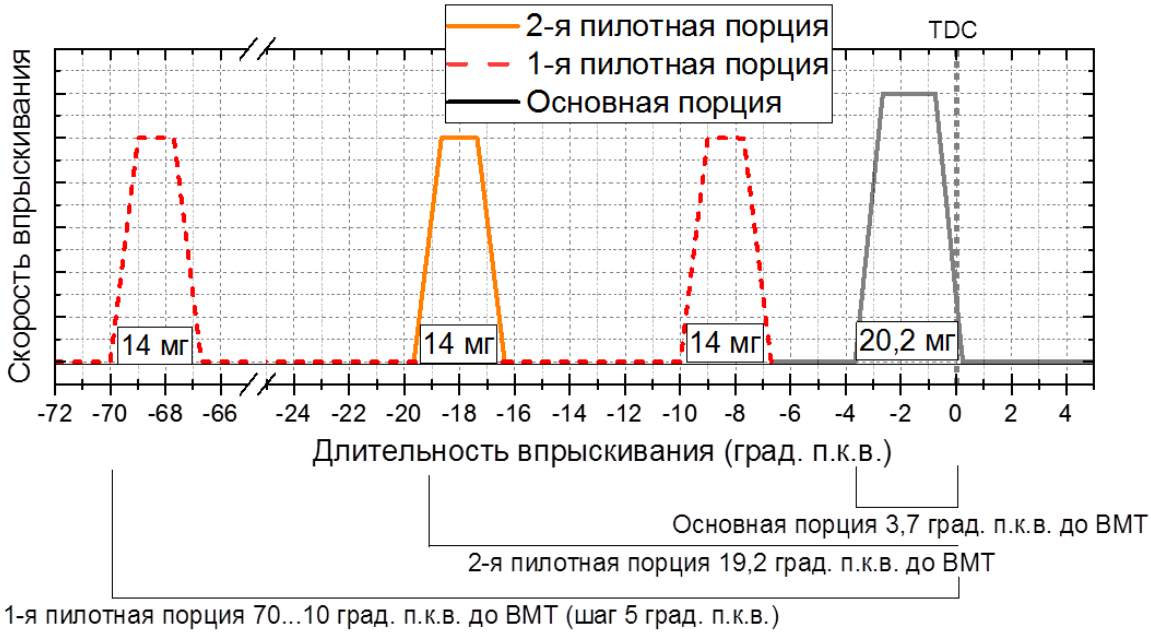


Рисунок Б.2. – Диаграмма процесса впрыскивания при значении УОВТ второй пилотной порции 19,2 град. п.к.в. до ВМТ при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной

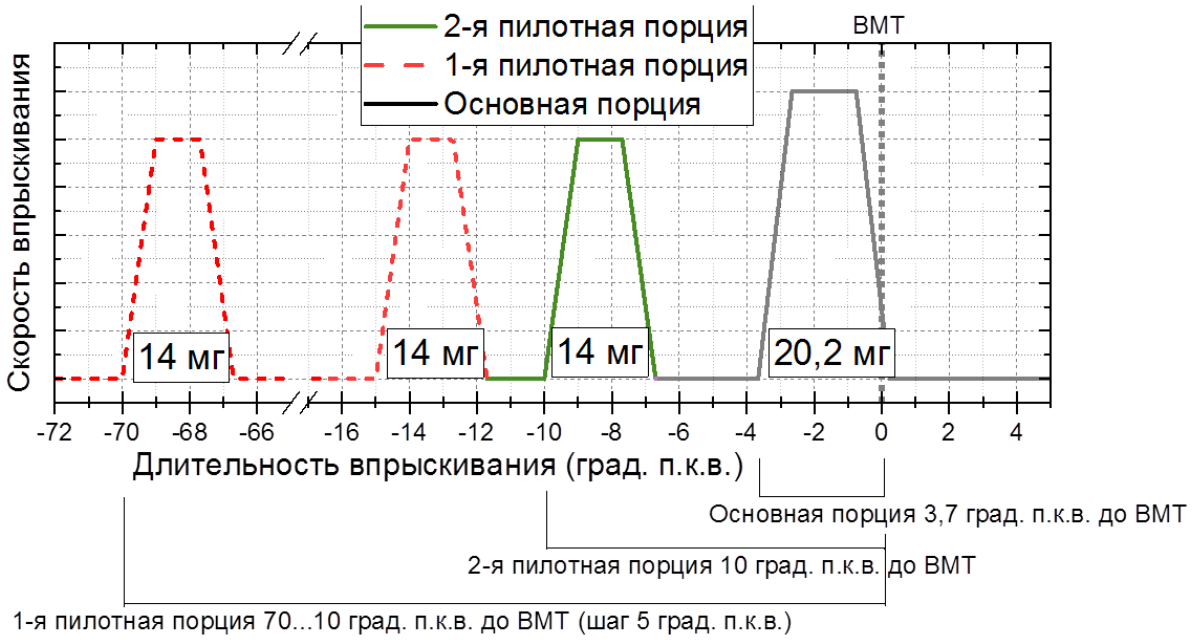


Рисунок Б.3. – Диаграмма процесса впрыскивания при значении УОВТ второй пилотной порции 10 град. п.к.в. до ВМТ при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной

Таблица Б.8 – Оптимизация УОВТ пилотных порций при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной

	1-й Пилотный впрыск, град. п.к.в. до ВМТ	2-й Пилотный впрыск, град. п.к.в. до ВМТ	NO_x, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dф, МПа/град.п.к.в.	A_i, %
Базовый расчет	19,2	-	341,25	92,52	1,15	100
Оптимизация УОВТ 1-й пилотной порции	70	19,2	154,01	69,88	0,68	89,88
	65		186,79	65,11	0,67	90,99
	60		109,23	71,15	0,68	90,17
	55		145,22	70,89	0,67	91,00
	50		206,67	61,77	0,68	91,82
	45		157,22	58,00	0,67	92,83
	40		169,35	55,82	0,68	92,65
	35		106,56	80,11	0,78	90,46
	30		246,59	73,21	1,18	92,98
	25		558,41	59,89	1,84	95,78
	15		848,21	37,74	1,57	103,31
	10		874,95	42,91	1,32	105,35
	70	45	7,67	111,15	0,68	76,73
	65		9,25	107,93	0,69	77,78
	60		10,82	102,13	0,69	80,44
	55		10,82	98,64	0,81	85,80
	50		8,77	95,43	1,02	86,03
	40		11,40	93,16	1,01	85,67
	35		13,12	83,26	0,97	86,96
	30		16,23	84,53	0,83	87,38
	25		12,88	86,87	0,78	85,67
	20		114,69	69,27	0,69	90,48
	15		415,48	63,78	0,67	95,90
	10		512,78	50,21	0,76	100,14
	70	10	420,87	59,95	0,76	98,47
	65		418,34	64,56	0,77	98,58
	60		428,57	60,36	0,76	98,30
	55		410,68	56,09	0,74	98,57
	50		508,12	51,14	0,77	99,88
	45		511,96	50,21	0,76	100,14
	40		504,82	50,25	0,76	100,40
	35		452,88	50,36	0,79	99,97
	30		377,98	51,28	0,86	100,61
	25		533,22	37,45	0,87	103,73
	20		820,06	41,47	1,03	105,68
	15		771,94	47,10	1,23	107,20

Таблица Б.9 – Параметры процесса сгорания при значении УОВТ второй пилотной порции 45 град. п.к.в. до ВМТ при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной

УОВТ 1-й пилотной порции	Начало сгорания, град. п.к.в.	Длительность сгорания, град. п.к.в.	Конец сгорания, град. п.к.в.	Количество выделившейся теплоты, %	CO, %	A_i, %	A_{compr},%
Базовый расчет	708,5	22,91	731,4	100	100	100	100
70	705	21,45	726,5	72,9	609,1	76,7	104,0
40	705	21,7	726,7	83,4	412,1	85,7	104,7
10	705	23,4	728,4	94,4	236,9	100,1	101,9

Таблица Б.10 – Параметры процесса сгорания при значении УОВТ второй пилотной порции 10 град. п.к.в. до при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной

УОВТ 1-й пилотной порции	Начало сгорания, град. п.к.в.	Длительность сгорания, град. п.к.в.	Конец сгорания, град. п.к.в.	Количество выделившейся теплоты, %	CO, %	A_i, %	A_{compr}, %
Базовый расчет	708,5	22,91	731,4	100	100	100	100
70	705	22,65	727,7	92,6	268,5	98,5	102,4
40	705	23,25	728,3	95,0	223,6	100,4	101,9
15	710,8	18,6	729,4	102,8	69,7	107,2	101,1

Таблица Б.11 – Оптимизация УОВТ пилотных порции при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной с при помощи планирования эксперимента

	1-й Пилотный впрыск, град. п.к.в. до ВМТ	2-й Пилотный впрыск, град. п.к.в. до ВМТ	NO_x, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dφ, МПа/град.п.к.в.	A_i, %
Базовый расчет	19,2	-	341,25	92,53	1,14	100,00
Оптимизация УОВТ 1-й и 2-й пилотных порций	70	65	5,26	138,08	0,70	73,73
	70	55	5,82	122,60	0,62	79,22
	70	45	8,49	117,94	0,67	73,01
	70	35	12,04	111,09	0,06	73,44
	70	25	15,42	105,74	0,80	81,75
	70	15	315,20	81,39	0,68	90,82
	60	65	5,88	129,43	0,68	79,46
	60	55	15,44	117,77	0,97	82,86
	60	45	7,03	116,19	0,70	75,23
	60	35	11,39	109,75	0,66	72,91
	60	25	13,70	105,71	0,79	80,82
	60	15	320,15	78,40	0,70	91,68
	50	65	6,78	119,64	0,68	76,21
	50	55	13,02	116,61	1,06	82,15
	50	45	10,81	112,08	1,05	83,12
	50	35	15,81	92,80	0,68	79,48
	50	25	16,93	94,74	0,76	82,16
	50	15	380,66	76,33	0,64	92,27
	40	65	9,61	111,43	0,64	72,66
	40	55	14,20	102,68	0,70	75,19
	40	45	21,47	92,30	1,03	84,02
	40	35	26,76	80,19	0,97	86,18
	40	25	18,56	90,74	0,93	85,64
	40	15	361,76	62,02	0,68	93,95
	30	65	10,48	43,18	0,63	75,01
	30	55	13,20	46,73	0,63	75,82
	30	45	17,09	46,86	0,77	83,63
	30	35	40,87	42,50	1,06	88,41
	30	25	130,99	42,53	1,47	85,66
	30	15	298,77	84,71	0,76	95,46
	20	65	86,44	48,70	0,72	84,71
	20	55	96,93	59,84	0,72	86,99
	20	45	86,64	54,65	0,67	87,75
	20	35	96,07	56,70	0,80	87,64
	20	25	534,02	48,73	1,84	92,08
	20	15	817,17	146,36	1,50	103,13

Продолжение таблицы Б.11

	1-й Пилотный впрыск, град. п.к.в. до ВМТ	2-й Пилотный впрыск, град. п.к.в. до ВМТ	NOx, млн-1	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dφ, МПа/град.п.к.в.	Ai, %
Оптимизация УОВТ 1-й и 2-й пилотных порций	10	65	421,48	71,90	0,75	97,52
	10	55	420,50	61,05	0,74	97,60
	10	45	492,12	55,55	0,76	99,35
	10	35	426,32	54,75	0,77	98,92
	10	25	492,96	42,82	0,86	102,95
	10	15	793,04	51,38	1,29	108,10

Таблица Б.12 – Оптимизация массы пилотных порций при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной

Начало впрыскивания пилотных порций, Град. п.к.в. до ВМТ	Масса Пилотной порции, мг		Масса основной порции, мг	NO_x, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dφ, МПа/град.п.к.в.	A_i, %
	1-я	2-я					
Базовый расчет	14	0	34,16	341,25	92,52	1,17	100
УОВТ первой пилотной порции 45 град. п.к.в. до ВМТ, второй 19,2 град. п.к.в. до ВМТ	3,5	3,5	41,16	143,70	170,76	0,20	91,16
	5,25	5,25	37,66	200,61	150,38	0,29	94,74
	7	7	34,16	162,67	180,33	0,25	90,02
	8,75	8,75	30,66	181,86	165,15	0,35	93,93
	10,5	10,5	27,16	179,03	118,26	0,45	95,24
	12,25	12,25	23,66	166,53	93,83	0,48	95,93
	15,4	15,4	17,36	183,32	74,33	0,60	95,66
	16,8	16,8	14,56	157,22	69,27	0,70	90,48
	18,2	18,2	11,76	156,23	57,10	0,83	88,35
УОВТ первой пилотной порции 19,2 град. п.к.в. до ВМТ, второй 10 град. п.к.в. до ВМТ	1,75	1,75	44,66	52,22	47,98	0,19	84,51
	3,5	3,5	41,16	80,79	74,35	0,44	91,63
	5,25	5,25	37,66	184,63	124,01	0,30	94,44
	7	7	34,16	363,01	108,73	0,44	99,75
	8,75	8,75	30,66	530,39	87,12	0,53	104,10
	10,5	10,5	27,16	683,49	59,20	0,89	105,84
	12,25	12,25	23,66	761,56	47,59	0,92	105,38
	14	14	20,16	874,95	42,91	1,32	109,10
	15,75	15,75	16,66	950,43	38,43	1,29	106,05

Таблица Б.13 – Оптимизация УОВТ основной порции при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной

	УОВТ основной порции, град. п.к.в. до ВМТ	NO_x, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dф, МПа/град.п.к.в.	A_i, %
Базовый расчет	3,56	341,25	92,52	1,17	100
УОВТ первой пилотной порции 45 град. п.к.в. до ВМТ, УОВТ второй пилотной порции 19,2 град. п.к.в. до ВМТ, масса 12,5 мг каждой	15	1176,10	26,53	1,09	95,64
	10	916,63	55,59	1,09	103,05
	5	384,35	71,08	0,67	100,39
	3,56	183,32	74,33	0,60	95,66
	0	78,03	97,50	0,60	86,30
	-5	55,11	163,90	0,60	76,44
	-10	53,95	216,19	0,60	70,99
	-15	52,81	459,63	0,42	64,61

Таблица Б.14 – Оптимизация угла начала поствпрыска при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной

	Угол начала поствпрыска, град. п.к.в после ВМТ	NO_x, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dφ, МПа/град.п.к.в.	A_i, %
Базовый расчет	-	341,25	92,52	1,17	100
УОВТ первой пилотной порции 45 град. п.к.в. до ВМТ, УОВТ второй пилотной порции 19,2 град. п.к.в. до ВМТ, масса 3,5 мг; УОВТ основного впрыска 5 град. п.к.в. до ВМТ, масса 32,41 мг, цикловая подача поствпрыска 3,5 мг	0	370,27	69,26	0,60	99,60
	2	336,99	74,02	0,60	98,88
	4	328,74	79,15	0,60	98,21
	6	323,55	85,18	0,60	97,65
	8	320,09	93,76	0,60	97,05
	10	317,77	100,43	0,60	96,56

Таблица Б.15 – Оптимизация УОВТ пилотной порции при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной

	Пилотный впрыск, град. п.к.в. до ВМТ	NO_x, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dф, МПа/град.п.к.в.	A_i, %
Базовый расчет	19,2	341,25	92,52	1,15	100
Оптимизация УОВТ 1-й пилотной порции	70	29,20	288,72	0,35	79,81
	65	27,97	241,39	0,35	78,20
	60	30,78	205,03	0,35	80,41
	55	32,64	227,58	0,36	80,21
	50	52,03	172,70	0,34	85,78
	45	50,89	224,20	0,34	85,52
	40	53,76	140,66	0,32	86,49
	35	61,66	136,59	0,34	87,41
	30	47,35	126,75	0,40	90,20
	25	147,04	97,43	0,70	98,11
	20	301,88	89,04	1,15	100,29
	15	414,36	105,42	1,29	98,10
	10	402,31	64,06	1,44	103,80

Таблица Б.16 – Оптимизация массы пилотной порции при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной

Начало впрыскивания пилотных порций, Град. п.к.в. до ВМТ	Масса Пилотной порции, мг	Масса основной порции, мг	NOx, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dφ, МПа/град.п.к.в.	A_i, %
Базовый расчет	14	34,16	341,25	92,52	1,17	100
УОВТ пилотной порции 19,2 град. п.к.в. до ВМТ	1,75	46,41	38,43	245,82	0,19	79,32138
	3,5	44,66	43,66	52,69	0,17	85,09134
	5,25	42,91	101,44	108,10	0,43	90,685
	7	41,16	162,87	169,03	0,37	92,85316
	8,75	39,41	201,95	140,45	0,59	95,44483
	10,5	37,66	250,35	117,02	0,89	98,41643
	12,25	35,91	328,96	96,60	0,94	100,4215
	14	34,16	341,89	92,7	1,17	100,2725

Таблица Б.17 – Оптимизация УОВТ основной порции при нагрузке 25% от номинальной

	УОВТ основной порции, град. п.к.в. до ВМТ	NO_x, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dϕ, МПа/град. п.к.в.	A_i, %
Базовый расчет	3,7	341,25	92,52	1,17	100
УОВТ пилотной порции 19,2 град. п.к.в. до ВМТ, масса 12,5 мг	10	938,50	100,42	0,92	108,58
	8	859,13	104,27	0,92	109,82
	6	630,76	98,38	0,92	107,39
	4	328,96	96,60	0,92	100,42
	2	276,23	117,59	0,92	97,28
	0	223,25	139,42	0,92	92,39
	-2	180,08	169,07	0,92	87,32
	-4	153,01	216,83	0,92	82,95

Таблица Б.18 – Оптимизация угла начала поствпрыска при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной

	Угол поствпрыска, град. п.к.в после ВМТ	NOx, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dφ, МПа/град.п.к.в.	A_i, %
Базовый расчет	-	341,25	92,52	1,17	100
УОВТ пилотной порции 19,2 град. п.к.в. до ВМТ, масса 12,5 мг. УОВТ основного впрыска 3,66 град. п.к.в. до ВМТ, масса 32,41 мг, цикловая подачапоствпрыска 3,5 мг	0	317,247	100,99	0,92	100,16
	2	306,559	96,55	0,92	99,42
	4	295,26	99,92	0,92	98,89
	6	291,15	100,01	0,92	98,59
	8	290,72	100,67	0,92	98,41
	10	289,12	102,87	0,92	98,15
	12	287,75	105,98	0,92	98,03
	14	285,56	111,51	0,92	97,68

Таблица Б.19 – Оптимизация массы порции поствпрыска при частоте вращения 1450 мин$^{-1}$ и нагрузке 25% от номинальной

Начало впрыскивания пилотных порций, Град. п.к.в. до ВМТ	Цикловая подача поствпрыска, мг	Масса основной порции, мг	NOx, млн$^{-1}$	ВЧ, мг/кг топл.	dP/dφ, МПа/град.п.к.в.	A_i, %
Базовый расчет	-	34,16	341,25	92,52	1,17	100
УОВТ пилотной порции 19,2 град. п.к.в. до ВМТ, масса 12,5 мг. УОВТ основного впрыска 3,66 град. п.к.в. до ВМТ, масса 32,41 мг, угол начала поствпрыска 0 град. п.к.в. после ВМТ	1,75	34,16	310,03	102,22	0,92	99,67
	3,5	32,41	317,25	100,99	0,92	100,16
	5,25	30,66	299,59	106,09	0,92	98,61
	7	28,91	321,97	106,36	0,92	99,48
	8,75	27,16	323,29	110,27	0,92	99,07
	10,5	25,41	344,70	113,44	0,92	99,00

ПУБЛИЧНОЕ АКЦИОНЕРНОЕ ОБЩЕСТВО
«ТУТАЕВСКИЙ МОТОРНЫЙ ЗАВОД»
Отдел главного конструктора
Ул. Строителей, д. 1, г. Тутаев,
Ярославская область, Россия, 152303
Тел./факс (48533) 2-13-98
E-mail: info@paotmz.ru www.paotmz.ru
ОКПО 00233218, ОГРН 1027601272082,
ИНН/КПП 7611000399/761101001

УТВЕРЖДАЮ
Зам. генерального директора
– главный конструктор ПАО «ТМЗ»
_____ О.Г. Прохоров
«31» 08 2021г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Результатов диссертационной работы Зуева Никиты Сергеевича на тему: «Улучшение технико-экономических и экологических показателей дизеля, работающего на дизельном биотопливе», выполненной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.04.02 – Тепловые двигатели

Комиссия в составе председателя - заместителя главного конструктора А.А. Шевцова и членов комиссии - заместителя главного конструктора А.П. Шутова составили настоящий акт о том, что полученные в диссертационной работе Н.С. Зуева результаты теоретических и экспериментальных исследований, а именно:

- методы организации процесса сгорания топливовоздушной смеси в цилиндре с целью снижения токсичности отработавших газов при сохранении или улучшении топливной экономичности дизеля;
- рекомендации по адаптации автомобильных дизелей для работы на дизельном биотопливе;
- методы создания компьютерных моделей рабочего процесса дизеля, работающего на альтернативных топливах с целью проведения теоретического исследования по определению основных параметров, влияющих на технико-экономические и экологические показатели дизеля

применяются в ПАО «ТМЗ» при конструировании и доводке современных дизелей.

Председатель комиссии:
Заместитель главного конструктора А.А. Шевцов

Члены комиссии:
Заместитель главного конструктора А.П. Шутов

АО «Ярославский завод
дизельной аппаратуры»
150999, г. Ярославль,
проспект Машиностроителей, д. 81
Тел.: +7 (4852) 40-60-01
Факс: +7 (4852) 24-25-00
SecrDirYZDA@gaz.ru

УТВЕРЖДАЮ
Директор по развитию
_____ С.В. Поляков

«27» 08 2021 г. №_____

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Результатов диссертационной работы Зуева Никиты Сергеевича на тему: «Улучшение технико-экономических и экологических показателей дизеля, работающего на дизельном биотопливе», выполненной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.04.02 – Тепловые двигатели

Комиссия в составе председателя – главного конструктора Богачёва С.А., и членов комиссии – начальника отдела испытаний Баранова А.Ю., руководителя группы нового проектирования Залесского С.И. составили настоящий акт о том, что полученные в диссертационной работе Н.С. Зуева результаты теоретических и экспериментальных исследований, а именно:

- методы оптимизации параметров многостадийного впрыскивания дизельного биотоплива для организации низкотемпературного горения топливовоздушной смеси в цилиндре дизеля с целью одновременного снижения выбросов оксидов азота и взвешенных частиц с отработавшими газами при сохранении или увеличении топливной экономичности;
- рекомендации по адаптации топливной аппаратуры для работы автомобильного дизеля на дизельном биотопливе

применяются в ОАО «ЯЗДА» при конструировании топливной аппаратуры современных дизелей.

Председатель комиссии -		
- главный конструктор		С.А. Богачёв
Начальник отдела испытаний		А.Ю. Баранов
Руководитель группы нового проектирования	Залесский	С.И. Залесский

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ НАУЧНЫЙ ЦЕНТР РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ УНИТАРНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ
«Центральный ордена Трудового Красного Знамени научно-исследовательский автомобильный и автомоторный институт «НАМИ» (ФГУП «НАМИ»)

ул. Автомоторная, д. 2, г. Москва, 125438
www.nami.ru; e-mail: info@nami.ru
тел.: (495) 456-57-00, факс: (495) 456-31-32

ОКПО 00234703
ОГРН 1027739228406
ИНН/КПП 7711000924/774301001

_____ № _____

на № _____ от _____

УТВЕРЖДАЮ

Зам. генерального директора
по науке ФГУП «НАМИ»,
д.т.н., профессор

_____ С.В. Бахмутов
«10» 09 2021г.

АКТ ВНЕДРЕНИЯ

Результатов диссертационной работы Зуева Никиты Сергеевича на тему: «Улучшение технико-экономических и экологических показателей дизеля, работающего на дизельном биотопливе», выполненной на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.04.02 – Тепловые двигатели

Комиссия в составе председателя – директора центра «Энергоустановки», к.т.н., доцента А.С. Теренченко, и членов комисии – начальника управления «Антитоксичных систем и шумоглушения», д.т.н. Г.Г. Надарейшвили и заведующего отделом разработки методов, средств испытаний и проведения прикладных исследований антитоксичных систем шумоглушения, к.т.н. А.А. Демидова составили настоящий акт о том, что полученные в диссертационной работе Н.С. Зуева результаты теоретических и экспериментальных исследований, а именно: методика расчета рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания, работающих на альтернативных и нефтяных топливах с целью проведения теоретического исследования по определению оптимальных значений основных параметров, влияющих на технико-экономические и экологические показатели двигателей применяются во ФГУП «НАМИ» при теоретическом исследовании рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания при работе на нефтяных и альтернативных топливах.

Председатель комиссии:
к.т.н., доцент А.С. Теренченко

Члены комиссии:
д.т.н. Г.Г. Надарейшвили

к.т.н А.А. Демидов

112520