

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения
(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование)

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

Энергетические комплексы и системы управления
(направленность (профиль))

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)

на тему Современные проблемы газодизельного цикла

Обучающийся

К.В. Андронов

(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Научный
руководитель

к.т.н., доцент, В.В. Смоленский

(ученая степень, ученое звание, Инициалы Фамилия)

Тольятти 2024

Оглавление

Введение.....	4
Глава 1 Анализ литературных материалов с целью определения потенциала использования газодизельного процесса в поршневых двигателях внутреннего сгорания	7
1.1 Природный газ и его характеристики в качестве топлива ...	10
1.2 Изменение климата	14
1.3 Эмиссия от двигателей внутреннего сгорания	15
1.3.1 Локальные выбросы.....	17
1.3.1.1 Окись углерода CO.....	17
1.3.1.2 Несгоревшие углеводороды УНС.....	17
1.3.1.3 Оксиды азота NO _x	18
1.3.1.4 Твердые частицы PM (сажевые элементы)	19
1.3.2 Мировые выбросы.....	21
1.3.2.1 Углекислый газ CO ₂	21
1.3.2.2 Метан CH ₄	21
1.3.3 Применение каталитических нейтрализаторов для очистки выхлопных газов.....	22
1.4 Анализ дизельных двигателей	23
1.5 Доочистка выхлопных газов	25
1.6 Двигатели с двойной топливной системой, работающего на дизеле и сжатом природном газе	28
Глава 2 Построение модели двигателя	33
2.1 Двигатель.....	33
2.2 Построение 1D модели.....	34
2.3 План эксперимента.....	35
2.3.1 Порядок эксперимента.....	35
2.3.2 Определение параметров.....	36
2.3.3 Сбор экспериментальных данных.....	37

2.4 Настройка данных в модели и окончательная калибровка модели.....	38
2.5 Сбор окончательных результатов.....	39
2.5.1 Выбор результатов.....	40
2.5.2 Обработка полученных данных.....	40
Глава 3 Анализ результатов имитации газодизельного процесса	42
3.1 Анализ результатов экспериментального исследования.....	42
3.2 Статистическое исследование.....	61
Глава 4 Анализ результатов моделирования	64
4.1 Распределение КПГ	64
4.2 Симметрия	65
4.3 Взаимодействие между симметричными частями	70
4.4 Исследование распределения КПГ.....	71
Заключение.....	79
Список используемых источников.....	81

Введение

Актуальность работы и научная значимость настоящего исследования.

В настоящее время наблюдается большой интерес к альтернативным видам топлива. Этот интерес в первую очередь обусловлен двумя силами: желанием снизить воздействие транспорта на окружающую среду и необходимостью компенсировать снижение доступности нефти. В свете обоих этих факторов двухтопливный двигатель, работающий на сжатом природном газе, дизельном топливе, метано-дизельный двигатель, выглядит привлекательной концепцией. Основным топливом в двухтопливном двигателе является метан, топливо, которое можно производить как из возобновляемых, так и из ископаемых источников. Метан из органических отходов, биогаз, обеспечивает сокращение выбросов парниковых газов, с которым не может сравниться ни одно другое топливо, а ископаемый метан, природный газ, является одним из наиболее распространенных видов ископаемого топлива. Двухтопливный двигатель с точки зрения сгорания представляет собой гибрид двигателя Отто и дизельного двигателя и имеет общие характеристики с обоими из них.

Поэтому исследование перспектив применения газодизельного цикла в поршневых ДВС является актуальной темой магистерской диссертации.

Объект исследования.

Поршневой ДВС

Предмет исследования.

Газодизельный цикл

Целью работы является изучение перспектив применения газодизельного цикла в поршневых ДВС.

Гипотеза исследования

состоит в том, что работа по газодизельному циклу может обеспечить чистое и эффективное сгорания в ДВС.

Достижение поставленной цели обеспечивается решением следующих задач:

- провести обзор проблемных источников и наработать материал для изучения перспектив применения газодизельного цикла в поршневых ДВС;
- выявить возможности улучшения характеристик двигателя легкового автомобиля за счет применения газодизельного цикла в поршневых ДВС.

Методы исследования.

Метод аналитического исследования, метод моделирования рабочего процесса, метод экспериментальных исследований.

Научная новизна исследования

заключается в идее повысить эффективности двигателя за счет применения газодизельного цикла.

Личное участие автора

состоит в том, что автор принимал непосредственное участие в формировании аналитического обзора по направлению исследований, а также в разработке модели для исследования и анализе результатов моделирования данных и полученных на основании их анализа практических рекомендаций и выводов.

Апробация и внедрение результатов работы

велись в течении всего исследования. Его результаты докладывались на следующих конференциях и семинарах:

- на семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» в 2022, 2023 и 2024 г.
- международная научно-практическая конференция «Перспективы развития науки и образования», Россия, г. Тамбов, 31 мая 2023 г.
- опубликована одна научная статья: Андронов К.В. Выявление возможностей повышения эффективности бензинового ДВС за счет добавки водорода для активации процесса сгорания / Смоленская Н.М.,

Макарчук А.В., Андронов К.В., Горшков Н.С., Масленников С.В. // Научный альманах 2023·N 5-2(103). С.48-52

На защиту выносятся:

- анализ перспектив применения газодизельного цикла в поршневых ДВС;
- возможности повышения эффективности двигателя легкового автомобиля за счет применения газодизельного цикла в поршневых ДВС.

Структура магистерской диссертации.

Диссертации состоит из введения, 4 глав, заключения с основными результатами и выводами, содержит 51 рисунка, 14 таблицы, списка используемых источников (84 источник). Основной текст изложен на 89 страницах.

Глава 1 Анализ литературных материалов с целью определения потенциала использования газодизельного процесса в поршневых двигателях внутреннего сгорания

На протяжении последних трех столетий, человечество активно занимается проблемой трансформации химической энергии, заключенной в разнообразных топливах, в механическую энергию. В начале 18-го века, первым значимым достижением в этой области стало создание парового двигателя, который стал широко применяться. Его первоначальное применение было связано с удалением воды из угольных шахт в Англии, однако вскоре паровой двигатель преобразился в основу для производства электроэнергии и стал ключевым элементом в начале промышленной революции. Паровой двигатель, основанный на принципе внешнего сгорания, когда процесс сгорания топлива происходит за пределами самого двигателя, использует водяной пар для передачи энергии. Это контрастирует с двигателями внутреннего сгорания, в которых рабочая смесь топлива и воздуха, находясь в процессах горения и негорения, прямо передает энергию движущим элементам двигателя. В 1860 году были введены в использование первые практические двигатели внутреннего сгорания, которые, хоть и обладали сравнительно низким КПД в 5%, начали выпускаться серийно. Важным моментом стало изобретение в 1876 году Николаусом Отто первого четырехтактного двигателя внутреннего сгорания, что значительно продвинуло эту технологию вперед, закрепив за ней статус основного источника механической энергии вплоть до настоящего времени [1].

Учитывая, что увеличение объема газов при их расширении после воспламенения прямо влияет на количество передаваемой энергии, были предприняты усилия для повышения степени этого расширения. В рамках продолжения теоретических разработок Альфонса Бо де Роша [2], Джеймс Аткинсон разработал двигатель, характеризующийся более продолжительным процессом расширения по сравнению с процессом сжатия

[3]. Однако конструкция его двигателя столкнулась с механическими сложностями, из-за чего пришлось отказаться от этой концепции. Со временем для большинства прикладных задач степени расширения и сжатия были синхронизированы, так что стремление увеличить степень расширения заставляет также повышать степень сжатия.

В период изначального использования, существующие виды топлива не позволяли достичь степени сжатия свыше четырех без риска детонации. Для решения этой задачи производились усовершенствования топлива, карбюраторов и систем зажигания, однако Рудольф Дизель предложил альтернативный метод. В патенте 1890 года он представил принципиально новую конструкцию двигателя внутреннего сгорания, характеризующуюся введением топлива после сжатия воздуха до температуры, достаточной для его самовоспламенения. Совершенствуя свое изобретение и значительно повышая степень сжатия, Дизель успешно запатентовал свои разработки, что привело к появлению двигателя, известного сегодня под его именем. Дизельный двигатель обеспечивал более высокую степень расширения, что существенно повышало его эффективность. За прошедшие столетия войны, экономические сдвиги и экологическое законодательство стимулировали эволюцию как дизельных, так и бензиновых (Отто) двигателей до современного состояния. Благодаря развитию в области материаловедения, технологий очистки выхлопных газов, дизайна двигателей, инновационных методик впрыска, альтернативных способов сгорания и программного обеспечения для управления, был достигнут значительный технический прогресс [4].

В последние десять лет автоиндустрия сталкивалась с необходимостью резко уменьшить эмиссию загрязняющих веществ и парниковых газов, выделяемых двигателями внутреннего сгорания, под воздействием все возрастающих опасений касаясь их роли в глобальном потеплении и климатических изменениях, что добавило новые вызовы в процесс конструирования двигательных систем [5].

Традиционное преимущество дизельных двигателей заключается в их эффективности и высоких показателях крутящего момента при относительно низких эксплуатационных затратах. Однако ужесточение нормативов по выбросам оксидов азота и частиц сажи вынуждает инженеров пересматривать традиционные подходы к разработке дизельных агрегатов. Сложность заключается в химическом составе дизельного топлива, требующем применения последних достижений в области технологий горения и систем послеочистки выхлопных газов. Это делает дизельные силовые установки более дорогостоящими в производстве и эксплуатации, а также технически сложными [6].

Таким образом, многочисленные государства нацелены на поиск альтернативных источников энергии, которые отличаются обширной доступностью и экономичностью в плане транспортировки. В этом аспекте, природный газ выделяется как выгодный выбор. Он превосходит другие возможные альтернативы по эффективности сгорания и уровню эмиссий, внося значительный вклад в уменьшение загрязнений. Кроме того, природный газ способствует повышению эффективности работы двигателя на разных режимах, обеспечивая высокую топливную экономичность, отличные показатели крутящего момента и мощности. Применение сжатого природного газа (КПГ) в двигателях позволяет достигать поставленных экологических и экономических целей без значительных потерь. Преимуществом КПГ также является его ценовая доступность по сравнению с дизелем или бензином в большинстве стран [7].

Двойное топливное использование, совмещение дизеля и КПГ, представляет собой передовую стратегию для повышения эффективности двигателей внутреннего сгорания. Такой подход объединяет начальный этап сгорания дизельным топливом, который запускает процесс, с последующим введением метана как основного источника топлива, благодаря чему достигается исключительная эффективность и экономия топлива. Применение такой схемы двухтопливного сгорания позволяет существенно

уменьшить операционные издержки, увеличить периоды между техническими обслуживаниями и продлить общий срок эксплуатации двигателя, в то же время значительно уменьшая выбросы оксидов азота и частиц сажи [8].

1.1 Природный газ и его характеристики в качестве топлива

В начальный период развития двигателестроения, когда двигатели внутреннего сгорания только начинали завоевывать свою популярность, для их работы испытывались и применялись разнообразные источники энергии. Этот список включал в себя всё: от угольного газа и порошка до лампового масла, керосина и других продуктов перегонки нефти. Однако, благодаря растущему спросу на автомобильные двигатели разработчиков бензиновых и дизельных систем, который совпал с эпохой доступности недорогой нефти, исходящей из Соединенных Штатов Америки и стран Ближнего Востока, ассортимент автомобильного топлива в значительной степени был упрощен. В результате, на протяжении большей части 20-го века, основными выборами стали бензин и дизель, произведенные именно из нефтяных масс [9].

Метан, служа источником топлива или энергии, предоставляет решения проблемам, связанным с климатическими изменениями и ограниченностью энергоснабжения. В его примере, как биогаз, он представляет собой возобновляемый энергоресурс, который по итогам всестороннего анализа заметно выделяется среди прочих альтернативных и традиционных энергоносителей благодаря своей эффективности и экологичности, что демонстрируется на рисунке 1. [10]

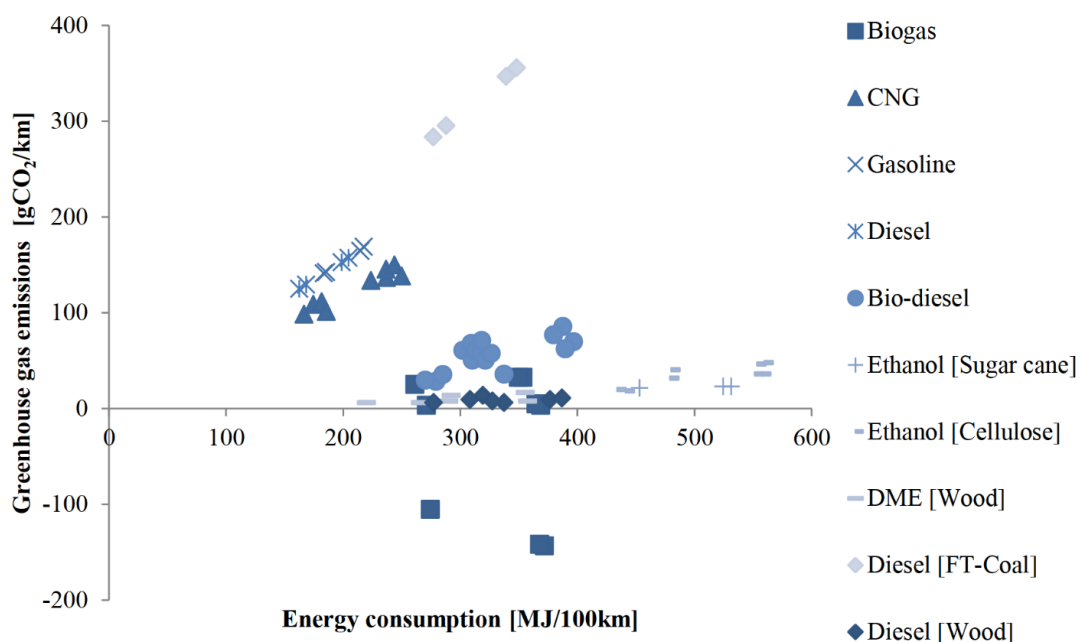


Рисунок 1 – Сравнительный анализ выбросов парниковых газов от различных топлив и потребления энергии на километр для легковых автомобилей, учитывая цикл «от скважины до колеса» [10].

Очевидно, что, несмотря на потенциал уменьшения выбросов углекислого газа, такое уменьшение требует компенсации за счет возрастающего потребления первичной энергии по сравнению с использованием бензина и дизеля. Это часто приводит к увеличению стоимости для альтернативных видов топлива. Уровень сокращения выбросов CO₂ различается в зависимости от используемого источника биомассы для производства биогаза. Применение навоза как сырья, который естественным образом ферментировался бы без человеческого участия, позволяет достигать негативного уровня выбросов парниковых газов. Это обусловлено тем, что метан обладает более высоким потенциалом глобального потепления по сравнению с CO₂. Сжигание метана в таких условиях, минуя его выброс в атмосферу, способствует достижению «негативных» выбросов. Возможность замены биогазом традиционных видов топлива вызывает много споров. В текущем экономическом контексте, где биогаз должен быть конкурентоспособным по отношению к ископаемому топливу, его доля в замене обычного транспортного топлива в Европе

ограничена несколькими процентами. Для расширения этих границ применяются разнообразные стимулы, и перспективы биогаза улучшаются с повышением стоимости нефти [11].

Запасы природного газа достаточно обширны, что обеспечит его доступность по конкурентным ценам на протяжении следующих десятков лет. Будучи ископаемым источником энергии, природный газ способствует уменьшению выбросов парниковых газов на 20% в сравнении с традиционными видами топлива, такими как бензин или дизель, благодаря высокому соотношению водорода к углероду в молекуле метана. Тем не менее, экономические соображения и стратегические аспекты выступают ключевыми факторами, стимулирующими переход на транспортные средства, использующие природный газ, в качестве основного топлива [12].

Метан превосходно подходит в качестве автомобильного топлива, обладая рядом уникальных характеристик. Его газообразная форма способствует идеальному смешиванию с воздухом, что значительно снижает вероятность возникновения сажевых выбросов. Как молекула, метан отличается своей простотой и химической устойчивостью, благодаря чему он обладает высокой точкой самовоспламенения и устойчив к детонации. Эти свойства позволяют использовать более высокое сжатие в двигателях, тем самым увеличивая их термическую эффективность. Тем не менее, высокая устойчивость метана требует дополнительных мер при его сгорании, поскольку для его зажигания необходимы более высокие температуры. Это предъявляет особые требования к системам очистки выхлопных газов, как показано в результатах эффективности окислительного катализатора на рисунке 2 [13].

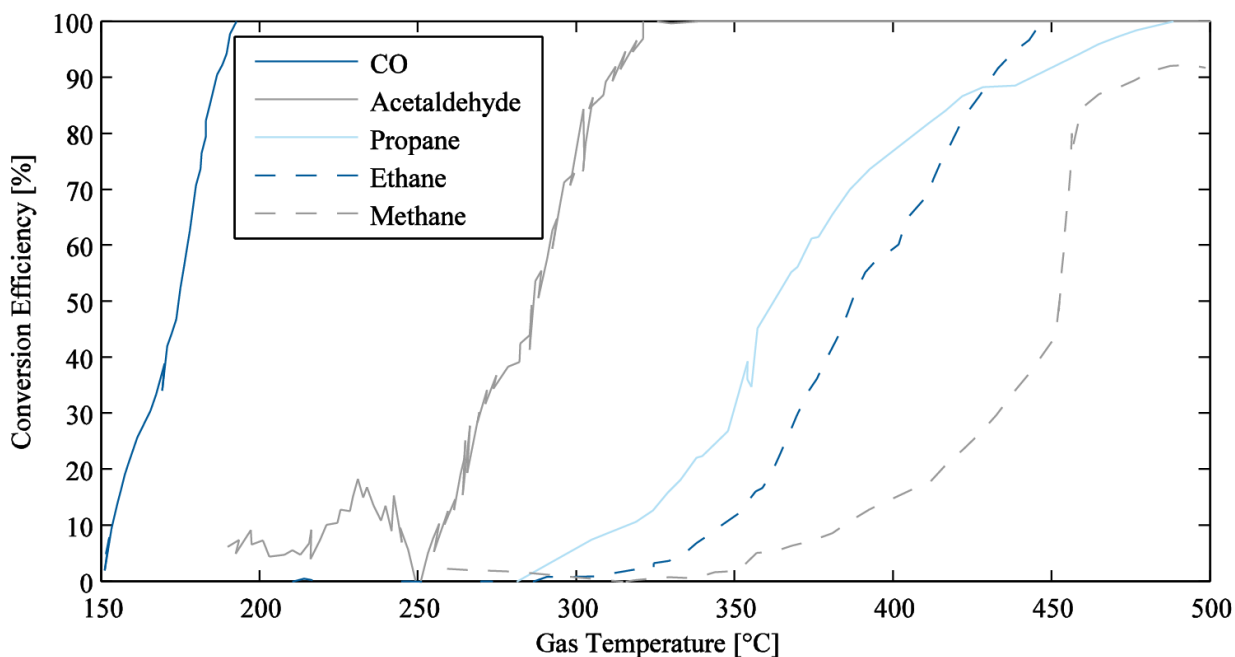


Рисунок 2 – График, показывающий как изменяется производительность использованного окислительного катализатора в зависимости от температурных условий газовой среды для оксида углерода и разнообразных углеводородных соединений [13].

В дополнение к тому, что для активации катализатора требуется высокая температура инициации, степень преобразования метана даже при повышенных температурных условиях не достигает 100%. Следовательно, чрезвычайно важно сократить эмиссию непрореагировавшего метана из двигателя [14].

Метан обладает стехиометрическим коэффициентом аэрационного смешения (воздуха и топлива), известным как AFR, составляющим 17, в то время как для дизельного и бензинового топлива этот показатель приближается к 14,6. Ограниченное количество воздуха, которое может поступить в двигатель, приводит к тому, что при более высоком AFR в двигатель поступает меньше энергии, что сказывается на уменьшении пиковой мощности. Впрочем, повышенная энергетическая ценность метана частично компенсирует этот недостаток, однако эффективность производства мощности на единицу массы воздуха остаётся ниже, чем при работе на бензине [15].

Вместимость топлива в транспортных средствах сталкивается с вызовами, ведь метан в нормальных условиях пребывает в газовом состоянии, требуя для себя систем хранения в виде криогенных емкостей для сжижения, что позволяет достигнуть уровня энергетической плотности на пару с бензином и дизельным топливом [16].

1.2 Изменение климата

Климатические изменения охватывают модификацию всех аспектов погоды, включая температуру, осадки и интенсивность атмосферных катастроф на региональном уровне, возникающие из-за прогрессирующего усиления парникового эффекта. Парниковый эффект представляет собой явление, при котором атмосферные газы, такие как диоксид углерода (CO₂), метан (CH₄), водяной пар и другие, поглощают и переизлучают земное тепло, препятствуя его утечке в космос, что способствует нагреву планеты. Газы, участвующие в данном процессе, называемые парниковыми газами, играют ключевую роль в улавливании инфракрасного излучения, эффективно изолируя поверхность Земли [17].

Энергетический сектор является основным источником мировых выбросов парниковых газов, играя ключевую роль в изменении климата (рисунок 3). Формулировка стратегий в энергетической политике тесно связана с необходимостью сокращения этих выбросов, однако испытывает серьезные трудности. Соблюдение обязательств по сокращению выбросов, принятых государствами в соответствии с Рамочной конвенцией ООН об изменении климата, приведет к существенному избытку углерода в атмосфере – на 60% выше, чем необходимо для ограничения глобального потепления 2°C к 2035 году, оставляя за собой 13,7 миллиарда тонн CO₂. [18]

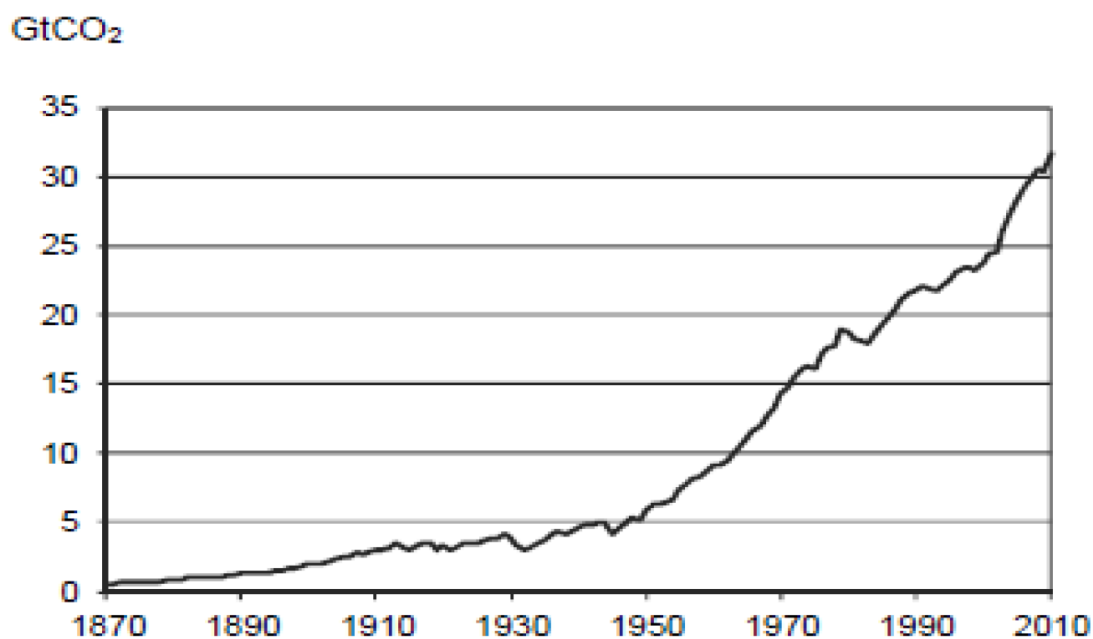


Рисунок 3 – Динамика выбросов углекислого газа от использования ископаемых видов топлива [18]

1.3 Эмиссия от двигателей внутреннего сгорания

Вредные газы и частицы, выделяемые в атмосферу через разнообразные процессы, называются загрязняющими выбросами. Их присутствие и концентрация в воздухе зависят от типа промышленного производства, применяемых технологий и множества других параметров, включая экологические стандарты и системы контроля за загрязнением. Особую тревогу вызывают выхлопные газы от двигателей внутреннего сгорания, влияющие на состояние окружающей среды и здоровье населения. Для борьбы с этой проблемой вводятся всё более строгие нормы по выбросам для автомобильной индустрии. В качестве примера, в странах Евросоюза действуют стандарты Евро 6 (рисунок 4), а в США – федеральный тестовый стандарт FTP-75 для оценки выхлопов [19].

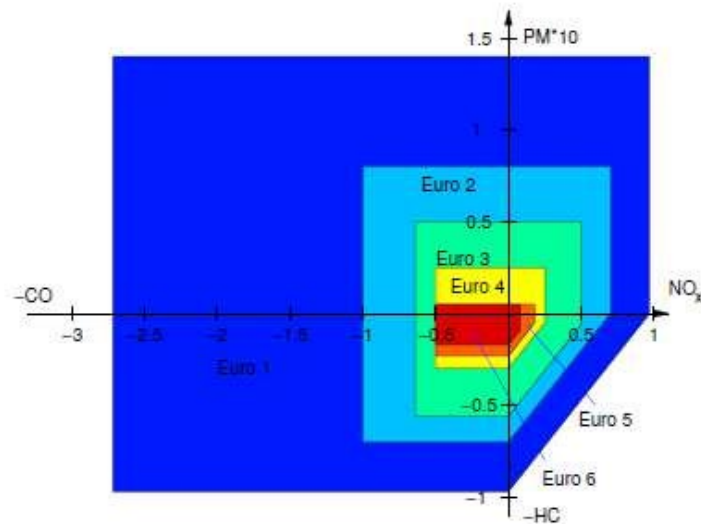


Рисунок 4 – Эволюция и прогноз норм выбросов для дизельных легковых транспортных средств в ЕС. Указаны максимально допустимые концентрации величин в граммах на километр по методике NEDC за полный цикл. [19]

Двигатели внутреннего сгорания являются источниками загрязнений воздуха в результате окисления углеводородного топлива. Эти загрязнители делятся на две основные группы: локальные, которые оказывают непосредственное негативное воздействие на экосистему в области выбросов, и глобальные, способствующие изменению климата путем усиления эффекта парниковых газов на глобальном уровне. Современные нормативы и процедуры сертификации автомобилей преимущественно ориентированы на контроль локальных загрязнителей, что объясняет их приоритетность в инновационной деятельности производителей двигателей. В то же время, глобальные выбросы, среди которых наибольшее значение имеет диоксид углерода (CO_2), индикативны для эффективности использования топлива и, вследствие стремления к энергетической эффективности, минимизируются для обеспечения конкурентоспособности автомобилей на рынке [20].

1.3.1 Локальные выбросы

1.3.1.1 Окись углерода CO

В ходе частичного окисления углеводородов во время их горения, окись углерода (CO) возникает как промежуточное соединение.

Недостаточное присутствие кислорода и/или сниженные температуры в топливном баллоне могут нарушить полный процесс окисления CO до диоксида углерода (CO₂), что увеличивает выбросы CO в атмосферу. Такие выбросы окиси углерода, в основном, регулируются поддержанием определённого соотношения воздуха и топлива в камере сгорания, а также контролируются температурой сгораемой смеси. Эффективное, но богатое сгорание топлива ведёт к повышению уровня CO, особенно при возвышении значений коэффициента эквивалентности (отношения воздух/топливо). Дизельные двигатели, из-за своей специфики работы на бедных топливных смесях, производят относительно меньше выбросов окиси углерода, придавая им меньшую экологическую значимость. В отличие от них, бензиновые (SI) двигатели из-за предрасположенности к более богатым топливным смесям, часто производят высокие уровни выбросов угарного газа [21].

Монооксид углерода (CO) является опасным для здоровья человека, так как он мешает привычному процессу переноса кислорода эритроцитами крови, что, в свою очередь, может спровоцировать ряд симптомов разной степени серьезности – начиная от незначительной головной боли и заканчивая летальным исходом. Катализаторы окисления являются эффективным средством для нейтрализации выбросов CO, делая их менее опасными по сравнению с выбросами углеводородов (HC) или оксидов азота (NO_x) [22].

1.3.1.2 Несгоревшие углеводороды УНС

Выбросы УНС или несгоревшие углеводороды представляют собой продукты неполного окисления углеводородных видов топлива. В результате химических реакций с оксидами азота и под действием ультрафиолета из солнечных лучей, углеводороды способствуют формированию наземного озона, который является ключевым элементом фотохимического смога. Озон оказывает раздражающее воздействие на слизистые оболочки глаз, приводит к поражению дыхательной системы и обострению хронических респираторных заболеваний, делая его одной из самых весомых и сложных

проблем загрязнения атмосферного воздуха в городских агломерациях. К тому же, некоторые углеводороды, находящиеся в составе выхлопных газов, обладают канцерогенными свойствами и могут стать причиной развития онкологических заболеваний [23].

В дизельных агрегатах причинами эмиссии углеводородов являются, в первую очередь, задержка начала горения, при которой топливно-воздушная смесь становится слишком обедненной, выходя за пределы границы воспламенения. На заключительной стадии горения медленный выход топлива через форсунки приводит к неполному сгоранию, вследствие чего формируются несгоревшие углеводороды.

В двигателях с внутренним сгоранием (ИВС) основной причиной выбросов углеводородов является топливно-воздушная смесь, которая попадает в зазоры во время горения, составляя примерно 80% от общего количества эмитированных несгоревших углеводородов. Основные зазоры, сквозь которые проникает топливная смесь, находятся между стенками цилиндров, поршнем и поршневыми кольцами. На этапе сжатия несгоревшая смесь выдавливается в эти зазоры и остывает за счет теплообмена со стенками цилиндра. В момент горения в зазоры попадает больше топливной смеси. Далее, пламя распространяется в зоны зазоров, частично сжигая смесь, или же оно тухнет при попытке проникновения в зазор. Такие процессы как абсорбция углеводородов масляными слоями, неполное сгорание и гашение пламени на стенках цилиндров играют менее значимую роль в формировании выбросов несгоревших углеводородов [24].

1.3.1.3 Оксиды азота NO_x

Оксиды азота NO_x, аналогично углеводородам, предшествуют генерации озона, однако также содействуют возникновению кислотных осадков. [25]

Формирование оксидов азота, NO_x, усиливается при повышении температур подачи топлива и при увеличении концентрации кислорода. Этому способствует сгорание в условиях, приближенных к

стехиометричному состоянию или с пониженным содержанием топлива в смеси. Влияние на процесс сгорания и доступность кислорода оказывают различные параметры, включая чрезвычайно важные стехиометрические коэффициенты эквивалентности ϕ , настройки времени зажигания, а также применение метода рециркуляции отработавших газов (EGR). В двигателях с воспламенением от сжатия сгорание происходит неоднородно, и ϕ в камере сгорания значительно отличается от ϕ , измеренного в выхлопной системе. Особенностью таких двигателей является то, что даже при минимальных нагрузках и бедной топливной смеси фактическое сгорание происходит при локальных значениях ϕ , близких к оптимальному стехиометрическому значению. Следовательно, общие изменения в стехиометрическом коэффициенте ϕ оказывают ограниченное влияние на процесс образования NOx в таких двигателях. Более того, использование топлив с высокими адиабатическими температурами горения в сравнении с дизельным топливом может приводить к увеличению эмиссии NOx [26].

1.3.1.4 Твердые частицы PM (сажевые элементы)

Твердофазные частицы, известные как PM, не имеют универсальной химической идентичности, а являются сложным комплексом аэрозолей, состоящих из твердых и жидких частиц в атмосфере, исключая газы. Они особенно распространены в выхлопах дизельных двигателей, где происходит воспламенение топлива под действием высокого давления. Состав твердой фазы таких выбросов включает в себя сажу, образующуюся в результате неполного сгорания, и зольные компоненты, происходящие как от присадок, используемых в смазочных маслах, так и от износа металлических элементов двигателя. Экспозиция этим частицам связана с повышенным риском развития онкологических заболеваний легких, а также с ухудшением функций дыхательной и сердечно-сосудистой систем [27].

Особо выделяется, что сажа занимает второе место среди факторов, усугубляющих проблему глобального потепления. Этот элемент представлен углеродными частицами, возникающими в ходе процессов горения, и обычно

является доминирующей составляющей в эмиссиях твердых частиц в атмосферу. Величина сажеобразования во многом зависит от уровня температуры и специфического коэффициента избытка воздушно-топливной смеси ϕ . При этом, для активного процесса формирования сажи, значение коэффициента ϕ обычно должно быть выше примерно 2 [28].

Эмиссия сажевых частиц из двигателя является результатом двух основных процессов: формирования сажи и ее окисления. Обычно процесс начинается с быстрого формирования сажи на ранних этапах сгорания, за которым следует более значительное уменьшение объема сажи благодаря окислению к концу рабочего цикла, как демонстрируется на рисунке 5 [29]. В нормально функционирующем двигателе внутреннего сгорания, количество сажи, выбрасываемой в атмосферу, составляет лишь около 1% от общего количества сажи, произведенной внутри цилиндра.

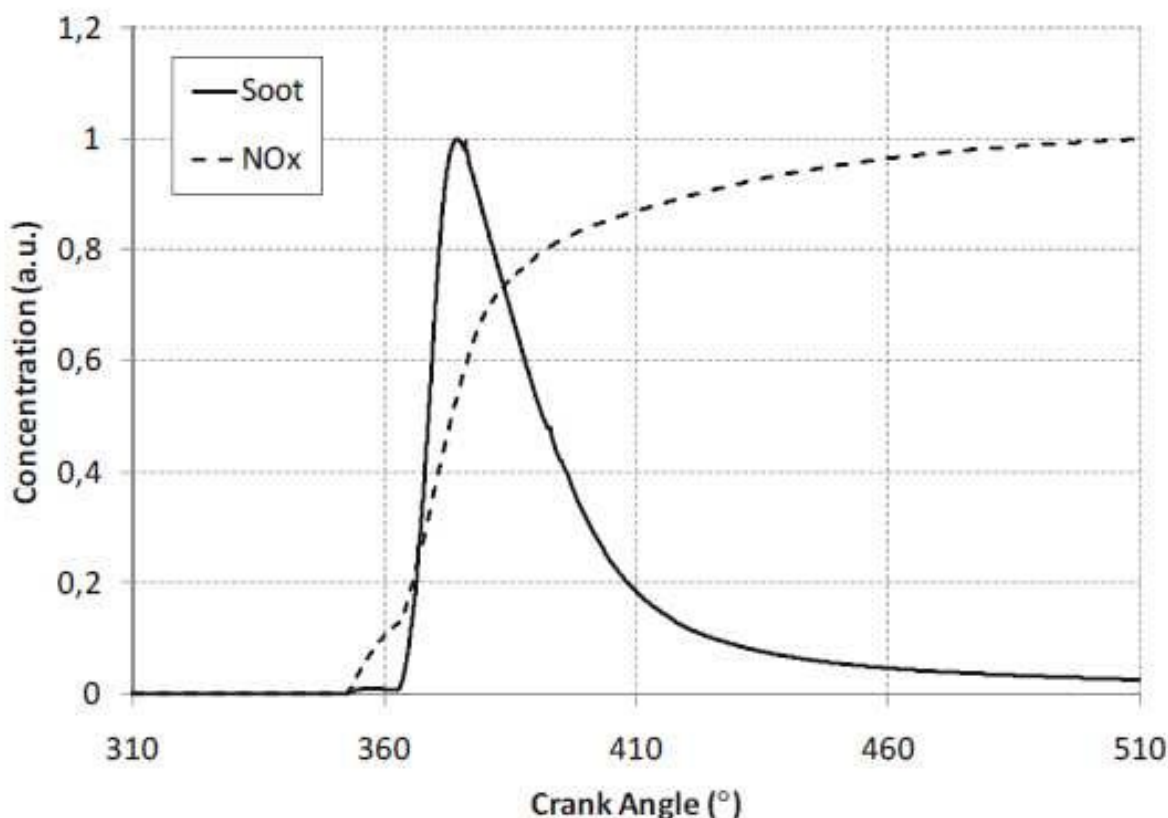


Рисунок 5 – Характерные процессы формирования частиц сажи (представлены сплошной линией) и оксидов азота NOx (отображены пунктирной линией) в цилиндрах двигателей небольшой мощности с воспламенением от сжатия. [29]

1.3.2 Мировые выбросы

1.3.2.1 Углекислый газ CO₂

Диоксид углерода или CO₂ образуется при окислении углеводов. Хотя для биологических организмов он не токсичен, этот газ способствует парниковому эффекту. Рост его содержания в атмосфере приводит к повышению температуры Земли и климатическим изменениям [30].

К принципиальным стратегиям уменьшения эмиссии углекислого газа относятся три ключевых подхода. Во-первых, достигается сокращение выбросов путем оптимизации энергетической эффективности, что ведет к уменьшению потребления ископаемого топлива. Второй метод предполагает переход к использованию биотоплива, произведенного из возобновляемых органических ресурсов, что позволяет существенно снизить углеродный след. Третий путь заключается в применении альтернативных видов топлива с низким содержанием углерода в их составе, как, например, метан CH₄, ключевой компонент природного газа, обладающий меньшим потенциалом глобального потепления по сравнению с традиционными нефтяными топливами [31].

1.3.2.2 Метан CH₄

Метан (CH₄) не обладает прямой токсичностью для человека, однако его разложение в каталитическом конверторе представляет сложность, что делает выполнение стандартов по эмиссии «неметановых углеводородов» более доступным. В свете того, что метан классифицируется как один из главных парниковых газов, значительно возрастает заинтересованность в методах его улавливания и уменьшения его выбросов в атмосферу. Хотя метан пребывает в атмосфере заметно меньшее время по сравнению с диоксидом углерода (CO₂), его способность задерживать тепловое излучение существенно выше. Что касается его влияния на глобальное потепление, то оно в двадцать раз превосходит эффект от CO₂ на протяжении столетия. [32]

1.3.3 Применение каталитических нейтрализаторов для очистки выхлопных газов

Функция каталитического нейтрализатора послепламенной очистки заключается в окислении угарного газа (СО) и углеводородов (НС), а также в уменьшении содержания оксидов азота (NOx) в выхлопных газах. Принцип работы этих устройств базируется на процессах поверхностного окисления и восстановления, где каталитический элемент обычно представлен драгоценными металлами, хотя возможно использование и менее ценных металлов. Палладий активно применяется для процессов восстановления, в то время как родий - ключевой элемент для окислительных реакций. Платина же является универсальным катализатором, эффективным как для процессов окисления, так и восстановления. Структура автомобильных каталитических нейтрализаторов обычно включает керамический носитель с сотовой конфигурацией, что способствует значительному увеличению эффективной площади каталитической активности. Поверх этого носителя нанесен слой, содержащий каталитически активные компоненты [33].

Преимущественно, тонкие покрытия состоят из таких материалов, как SiO₂ (диоксид кремния), TiO₂ (диоксид титана) или Al₂O₃ (оксид алюминия), в то время как катализатор равномерно распределен по всей их структуре. Основная задача этих покрытий - создание повышенной шероховатости поверхности, что способствует дополнительному увеличению площади поверхности для более эффективного протекания каталитических реакций с участием выхлопных газов двигателя [34].

В бензиновых двигателях система с трехкомпонентным катализатором (TWC) представляет собой наиболее часто используемое устройство каталитической послеочистки выхлопных газов. Это устройство обладает способностью не только уменьшать уровень оксидов азота (NOx), но и окислять углеводороды (НС) и угарный газ (СО). Для того чтобы процесс окисления НС и СО был максимально эффективным, в составе выхлопных газов должно находиться определенное количество кислорода, что

соответствует условиям работы двигателя на обедненной смеси. С другой стороны, чтобы достигнуть высокой эффективности снижения уровня NO_x , необходимо, чтобы концентрация кислорода была минимальной, что соответствует работе на обогащенной смеси. Однако эта система способна эффективно работать в чрезвычайно узком диапазоне соотношений воздушно-топливной смеси (AFR), приближенном к стехиометрическому, обеспечивая и снижение NO_x , и окисление HC и CO (рисунок 6). Это подразумевает критическую важность точного контроля AFR для достижения оптимальных показателей по снижению эмиссии загрязняющих веществ. [35]

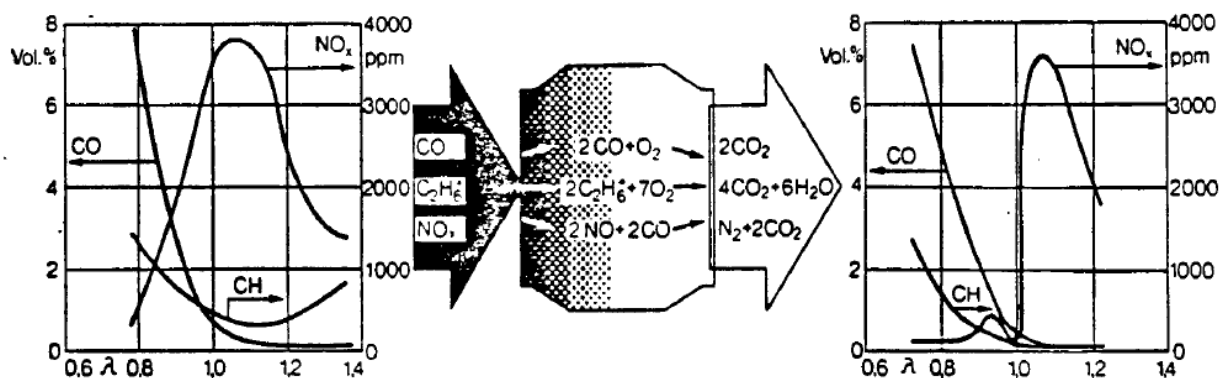


Рисунок 6 – Эмиссии угарного газа, углеводородов и оксидов азота до и после трехкомпонентного катализатора в соответствии с изменением коэффициента избытка воздуха λ

1.4 Анализ дизельных двигателей

Дизельные двигатели, также известные как двигатели с воспламенением от сжатия (Compression Ignition, CI), отличаются от традиционных бензиновых двигателей с искровым зажиганием (Spark Ignition, SI) механизмом воспламенения. В то время как в SI-двигателях зажигание смеси происходит за счет электрической искры до начала сгорания, в CI-двигателях смесь воздуха и дизельного топлива воспламеняется автономно из-за высокого давления и температуры в цилиндрах, достигаемых в результате сжатия. В этом процессе преимущественно используются тяжелые фракции нефти с длинными

углеродными цепями, которые обладают способностью к самовоспламенению, что повышает эффективность сгорания. Оптимальное сгорание в дизельных двигателях обеспечивается за счет использования топлива с высоким цетановым числом, что обозначает низкую задержку зажигания и способность к быстрому самовоспламенению [36].

В связи с тем, что ограничения в процессе смешивания тянут за собой препятствия для интенсивности горения, данный метод получил название горения с ограниченным смешиванием или же иначе известное как диффузионное горение. Двигатели с воспламенением от сжатия (CI) характеризуются повышенным уровнем эмиссии оксидов азота (NO_x) и твердых частиц (PM) в сравнении с двигателями с искровым зажиганием (SI). В то же время, эти двигатели значительно экономичнее по потреблению топлива. Подобная экономия топлива частично объясняется на 10% большей энергоемкостью дизельного топлива по сравнению с бензином и усиливается эффективностью сгорания, характерной для CI процессов. В среднем, двигатели CI позволяют снизить расход топлива на 30-40% по отношению к их SI аналогам, основываясь на данных из комплексного испытательного цикла в условиях города и на шоссе США. Параллельно отмечается сокращение выбросов CO_2 на сопоставимых уровнях во время европейских дорожных тестов. Учитывая энергетическую ценность топлива, дизельные автомобили на 17% эффективнее бензиновых собратьев по данным европейских исследований расхода топлива 2008 года [37].

Некоторые элементы обеспечивают превосходство производительности дизельного двигателя перед бензиновым. Преимущественно, дизельные агрегаты страдают от гораздо меньших потерь на перекачивание по сравнению со стандартными бензиновыми моторами.

Это объясняется регулировкой фазы нагрузки через контроль дозировки впрыска топлива в отличие от дроссельного управления потоком впускаемого воздуха. Далее, благодаря инжектированию топлива при приближении к верхней мертвой точке (ВМТ), возможно достижение

высокой степени сжатия без риска детонации, что недостижимо для двигателей с искровым зажиганием (SI). К тому же, в двигателях с воспламенением от сжатия (CI) создаются условия для обедненного сгорания, способствующие снижению средних температур и концентраций CO_2 и H_2O в отработанных газах, что увеличивает удельную теплоемкость газов и, как следствие, объем работы при расширении. Кроме того, точное впрыскивание топлива в камеру сгорания минимизирует риск его проникновения в нежелательные зоны, увеличивая эффективность сгорания до 98% и выше. В совокупности, эти механизмы обеспечивают дизельным двигателям (CI) превосходство в топливной эффективности над традиционными бензиновыми агрегатами с прямым впрыском (SI) [38].

Дизельные двигатели являются предпочтительным выбором в сегментах, где экономия топлива играет ключевую роль, к примеру, в секторе тяжелых грузовых автомобилей, задействованных в междугородных перевозках, где расходы на дизельное топливо занимают значительную долю из общих издержек эксплуатации автопарка. С учетом возрастающего фокуса на энергоэкономичность, дизельные двигатели обретают всё большую популярность также и среди легковых автомобилей [39].

В государствах-членах Европейского Союза, более половины легкового автопарка составляют машины, работающие на дизельном топливе, и эта тенденция распространяется и на другие континенты. Этот рост популярности дизельных авто обусловлен не только их высокой топливной эффективностью, но и значительным прогрессом в снижении уровня вредных выбросов, достигнутым благодаря передовым техническим инновациям в этой области [40].

1.5 Доочистка выхлопных газов

Постобработка выхлопных газов в дизельных (CI) агрегатах развивалась медленнее, чем в бензиновых (SI) из-за особенностей сгорания.

Дизельные двигатели функционируют на бедной топливно-воздушной смеси, что делает неприменимыми технологии трехкомпонентного каталитического нейтрализатора (TWC) для эффективного уменьшения уровня оксидов азота (NO_x) в выхлопе. Этот аспект существенно усложняет очистку выхлопных газов у дизельных двигателей [41].

Тем не менее, углеводороды и монооксид углерода можно окислить, поэтому дизельные окислительные катализаторы (DOC) находят широкое применение в дизельных моторах. Хотя DOC не преобразует сажу, он эффективно устраняет большую часть растворимых органических соединений в выхлопных газах.

Оптимизация параметров работы цилиндров, включая повышение давления при впрыске топлива, не решает в полной мере проблему эмиссии сажевых частиц. Для очистки выхлопных газов от оставшихся сажевых частиц широко применяется сажевый фильтр (DPF). Этот фильтр изготовлен из пористого материала, создающего множество каналов. Из-за различного расположения каналов на противоположных концах фильтра, выхлопные газы вынуждены проходить через поры стенок фильтра, на которых и задерживаются твердые частицы сажи. Чтобы избежать засорения, сажа с поверхности фильтра удаляется путем сжигания при нагревании до температуры в районе 600°C — температуры, достижимой при высокой нагрузке на двигатель. Внедрение катализатора позволяет снизить необходимую для сжигания сажи температуру до 450°C, облегчая процесс регенерации фильтра и расширяя его рабочий диапазон [42].

Для ускорения процесса регенерации при низкой нагрузке необходимо повышать температуру выхлопных газов, обычно достигаемое через задержанный впрыск топлива на этапе расширения, что ведет к экономии топлива. Введение катализатора непосредственно в топливо позволяет его компонентам смешиваться и вступать в реакцию с частицами сажи. Катализаторы, основанные на церии или железе, часто используются в таких топливных добавках. Альтернативой являются каталитические фильтры,

обычно использующие палладий или платину, которые упрощают систему за счет исключения необходимости добавления отдельного катализатора. Применение каталитических фильтров с покрытием снижает сложность системы. Однако при введении катализатора в топливо, DPF (дизельные фильтры твердых частиц) могут обновляться более эффективно благодаря равномерному воздействию на все частицы, в то время как без этого катализатора воздействие ограничивается лишь поверхностными слоями. Но использование топливных катализаторов не лишено недостатков, включая риск выброса катализатора в атмосферу в процессе регенерации [43].

Элиминирование оксидов азота (NO_x) из дизельных выхлопов представляет собой более сложную задачу, чем очистка выхлопов бензинового двигателя. Применение технологии селективного каталитического восстановления (Selective Catalytic Reduction, SCR) стало ключевым методом в данной сфере. Принцип работы SCR заключается в редуцировании NO_x до молекулярного азота (N_2) и воды (H_2O) на каталитическом слое при помощи редуцирующего агента, инжектируемого в поток выхлопных газов перед SCR катализатором. Хотя аммиак (NH_3) активно используется как агент в некоторых областях, его потенциальная токсичность и опасность предопределили предпочтение мочевины для автомобильной отрасли. Эффективность катализаторов SCR достигается при температурах около $200\text{ }^\circ\text{C}$, что вместе с возможностью замерзания водного раствора мочевины в условиях низких температур создает определенные трудности при эксплуатации технологии в зимний период [44].

Обычно, для регулирования впрыска мочевины учитываются параметры выбросов двигателя вместе с характеристиками катализатора. Управление системой может быть усовершенствовано за счет установки одного или двух датчиков уровня оксидов азота до и после селективного каталитического нейтрализатора (SCR). В процессе, когда мочевина трансформируется в аммиак при высоких температурах выхлопных газов, из катализатора SCR может выделяться аммиак, не принявший участие в

химической реакции. В связи с этим, система оборудования SCR часто включает в себя дополнительный элемент – катализатор для улавливания аммиака, предотвращающий его попадание в атмосферу (рисунок 7) [45].

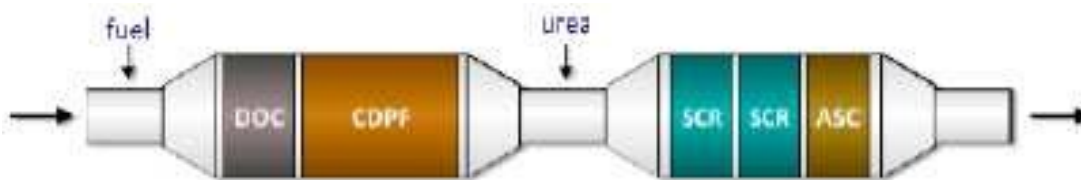


Рисунок 7 – Конфигурация стандартной системы дополнительной очистки выхлопных газов применительно к американским дизельным двигателям, выпущенным в 2010 году, включающую в себя впрыск топлива в выхлоп, окислительный каталитический нейтрализатор (DOC), каталитический сажевый фильтр с регенерацией (CDPF), инжектирование мочевины, селективный каталитический редуктор (SCR), и каталитический нейтрализатор аммиака (ASC). [45]

Альтернативной методикой является так называемая ловушка оксидов азота или ловушка оксидов азота под обеднёнными условиями (Lean NOx Trap, LNT). Этот механизм очистки выхлопных газов не требует применения внешнего редуктора. Вместе с тем, эксплуатация дизельного топлива в качестве средства регенерации системы, безусловно, ведёт к повышению расхода топлива. [46]

1.6 Двигатели с двойной топливной системой, работающего на дизеле и сжатом природном газе

Применение метана как топлива в дизельных двигателях с сжатым зажиганием, CI, может быть осуществлено путем добавления пилотного топлива, в данном случае высокоцетанового дизельного топлива, которое служит для инициирования горения. Это позволяет эффективно использовать метан, ведущее к формированию двухтопливной системы, известной как двухтопливный дизельный двигатель, DDF. В таких системах объединяются принципы работы двигателя с сжатым зажиганием, CI, и двигателя с

искровым зажиганием, SI, чтобы оптимально сжигать смесь топлив. Конкретно, как основное топливо используется сжатый природный газ (КПГ), который подается в впускной коллектор и смешивается с воздухом. В процессе сжатия этой смеси, КПГ, обладающий высоким октановым числом, устойчив к самовоспламенению, что снижает вероятность его воспламенения на этапе сжатия. Непосредственно перед достижением верхней мертвой точки, ВМТ, осуществляется впрыск дизельного топлива, которое благодаря своему высокому цетановому числу легко самовоспламеняется, инициируя горение. Это дизельное топливо выступает в роли катализатора, провоцируя воспламенение подготовленной смеси КПГ и воздуха [47].

Исследование процесса горения в DDF-технологии разделяет интенсивность тепловыделения на три этапа, как это демонстрируется на рисунке 8 [48].

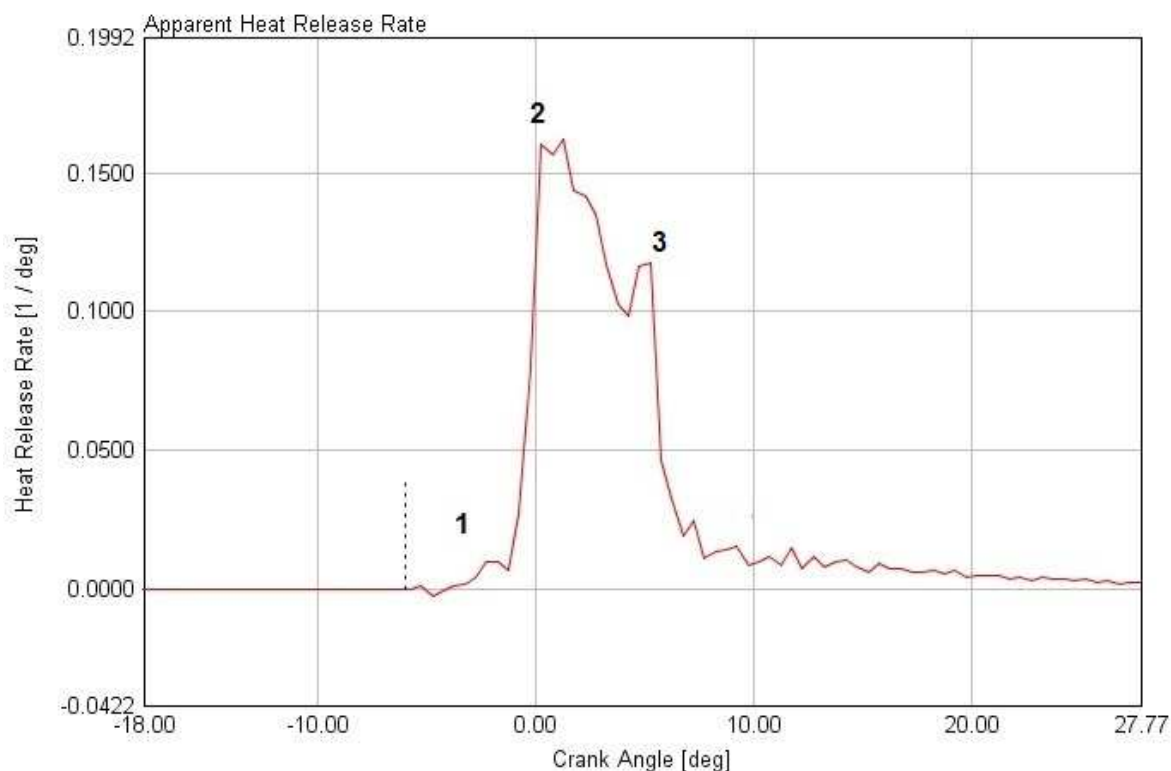


Рисунок 8 – Скорость выделения тепла, ROHR, в процессе двухстадийного сгорания топлива в зависимости от угла поворота коленчатого вала, CAD. [48]

- Изначально осуществляется фаза предварительного окисления, при которой дизельное топливо с прямым впрыском сгорает вместе с небольшим количеством сжатого природного газа (КПГ), попадающим в камеру сгорания за счет капиллярного эффекта, обусловленного распылением дизельного топлива. В этой стадии значения скорости выделения тепла, как правило, остаются на минимальном уровне [52].
- На этапе второй фазы происходит начальное окисление основной доли компримированного природного газа (КПГ) в смеси с ограниченным объемом дизельного топлива. Этот процесс является ключевым моментом горения, генерируя подавляющую часть тепловой энергии [53].
- В заключительной стадии процесса горения происходит распространение огня, результатом чего является сжигание оставшегося количества двух типов топлива [54].

Поверхностно может показаться, что роль первого и второго этапов главным образом зависит от уровня замещения дизельного топлива компримированным природным газом (КПГ). Однако, реальность сложнее. Максимальное значение скорости нарастания тепловыделения ($ROHR$) на начальном этапе, казалось бы, прямо связано с объемом пилотного дизельного топлива, подлежащего сгоранию в данной фазе. Этот момент играет ключевую роль только до достижения некой критической массы пилотного топлива, после чего значение первой фазы заметно падает. В то время как значимость второй фазы, прямо противоположно, обусловлена размером замещения дизельного топлива компримированным природным газом [49].

Ключевой аспект данной концепции включает в себя учет различий во вспышечных свойствах используемых видов топлива. В отсутствие КПГ система функционирует в режиме стандартного дизельного двигателя. Тем не менее, из-за требования наличия дизельного топлива для инициирования горения, эксплуатация исключительно на КПГ остается недостижимой [55].

Были разработаны и анализированы различные методики управления двигателем с воспламенением от сжатия, функционирующим на двух видах топлива. Основные различия между стратегиями заключаются в методе введения газового топлива в камеру сгорания и в объеме, на который этот газ замещает дизельное топливо. Далее приведены две ключевые стратегии работы такого двигателя [50].

- Концепция двухтопливной системы включает использование сжатого природного газа (КПГ), который подается во впускной коллектор, где он сочетается с воздухом, а затем сжимается в цилиндрах в такте сжатия. Следующий этап - воспламенение смеси за счет впрыска дизельного топлива, которое инициирует самовоспламенение. Пропорция использованного дизельного топлива может колебаться в пределах 20%-100%, что делает эту стратегию идеальной для двигателей без электронного впрыска дизеля. В критические периоды, такие как запуск и достижение максимальной нагрузки, двигатель функционирует исключительно на дизельном топливе, минимизируя риск детонации. В режиме умеренной нагрузки активируется режим двухтопливной работы (DDF), обеспечивая эффективность и снижение выбросов [56].
- В двигателях с пилотным воспламенением, работающих на природном газе (PINGD), основным энергоносителем представлен сжатым природным газом (КПГ), тогда как микродозы дизельного топлива выполняют роль инициатора зажигания. КПГ может вводиться непосредственно в камеру сгорания через систему прямого впрыска, либо, при использовании альтернативного подхода, газ впрыскивается под высоким давлением после этапа сжатия воздуха, подобно традиционным дизельным агрегатам, что получило наименование «стратегии впрыска газа в конечной фазе цикла». По причине низкой способности газового топлива к самостоятельному воспламенению, для эффективного зажигания газовой смеси используется ограниченное количество вспомогательного дизельного топлива [57].

При сгорании газообразного топлива, как правило, используется методика предварительного смешивания, адаптированная специально для моторов, эксплуатирующих природный газ. В этом контексте применение дизельного топлива обычно не превышает 20%. Такой подход демонстрирует значительное уменьшение выбросов сажи и оксидов азота (NO_x) по сравнению со стандартной технологией двухтопливного сгорания, однако сопровождается уменьшением производительности и повышением операционных затрат. [51]

Выводы по главе 1

Анализируя применение двойного топливного режима в сравнении с использованием совмещенного подхода к двум видам топлива, можно увидеть, что традиционная методика обладает преимуществами в области экономии топлива и уменьшения выбросов угарного газа и углеводородов. В то же время, стратегия с использованием технологии PINGD приводит к заметному уменьшению выбросов оксидов азота и частиц сажи. Однако это достигается за счет снижения объема вырабатываемой энергии и увеличения потребления топлива на единицу мощности, а также повышения уровня выбросов угарного газа и углеводородов.

Глава 2 Построение модели двигателя

2.1 Двигатель

Данная модель представляет собой четырехтактный двигатель, иллюстрированный на рисунке 9, разработанный для лабораторных исследований. Этот агрегат, функционирующий как на дизеле, так и на сжатом метане, может эффективно работать при различных уровнях смешивания топлив, начиная от чисто дизельного режима (значение замещения 0) и достигая практически полного перевода на газ (замещение около 1). Агрегат обладает четырьмя цилиндрами суммарным объемом в 2 литра. Для подачи топлива используется современная система Common Rail высокого давления, а также специальные форсунки для сжатого природного газа, размещенные во впускных трактах. В конструкцию двигателя включена система рециркуляции отработанных газов с охлаждением (EGR), однако она не станет предметом изучения в рамках данного проекта.



Рисунок 9 – Лабораторный двигатель. Двухтопливный дизельный двигатель, работающий на сжатом природном газе

Некоторые основные характеристики двигателя приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Характеристики двигателя

Характеристика	Значение
Количество цилиндров	4
Рабочий объем (см3)	1969
Диаметр цилиндра (мм)	82
Ход (мм)	93.2
Длина шатуна (мм)	147
Пиковое давление зажигания (бар)	190
Количество клапанов/цилиндр	4
Рабочая степень сжатия	15.8

2.2 Построение 1D модели

Модель, созданная GT-POWER, показана на рисунке 10, где для лучшего понимания отмечены элементы.

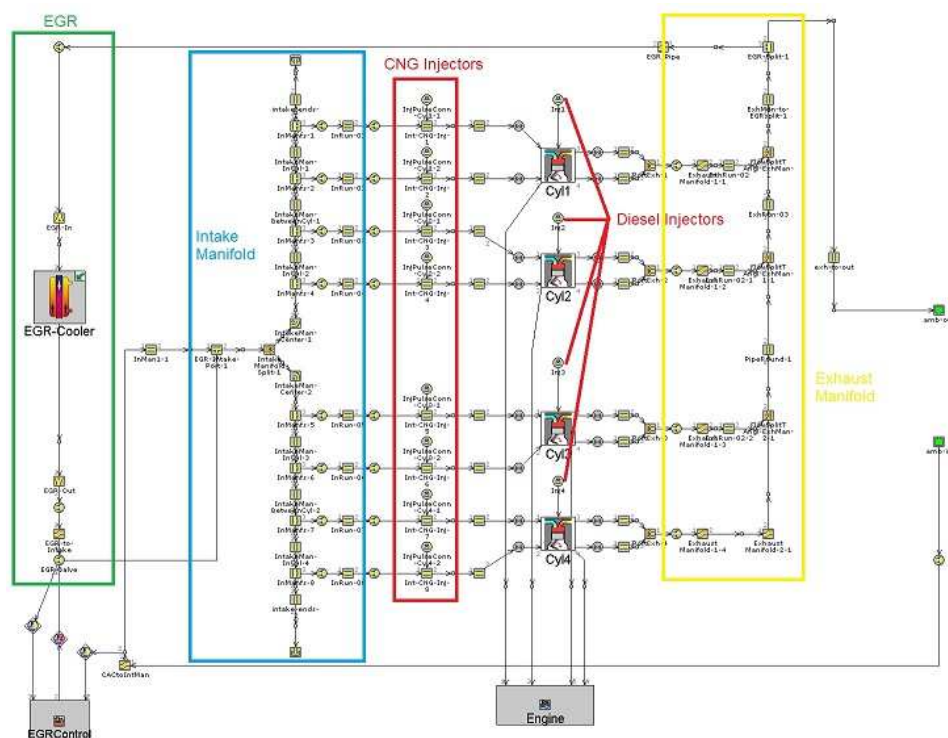


Рисунок 10 – Схема модели

2.3 План эксперимента

Главная задача исследования заключается в анализе влияния функционирования системы DDF на распределение коэффициента полезного

действия при разнообразных рабочих сценариях. Специфически, исследуется, как изменения в распределении КПД между различными цилиндрами возникают в результате действия этой системы.

2.3.1 Порядок эксперимента

Предполагается, что результат эксперимента будет подвержен воздействию множества переменных. В этом контексте вызывает интерес определение, какая переменная оказывает наибольшее влияние на исходное явление, и столь же важно выяснить, действуют ли эти переменные независимо друг от друга или же ключевую роль играет их взаимодействие. Ответы на эти вопросы можно найти, применяя методологию полного факторного анализа. [58] Следовательно, такой подход представляется наиболее адекватным для проведения данного научного исследования.

Следует также выявить количественный состав факторов, который представляет собой число уникальных переменных, и уточнить уровень детализации планирования, выраженный через количество вариабельных значений для каждого фактора [59]. В рассматриваемой ситуации было выполнено создание полного факторного плана с двумя уровнями по трем факторам, следовательно, экспериментальная работа охватывает 2^3 , то есть 8 различных сценариев. Данная схема эксперимента демонстрируется в таблице 2 [60].

Таблица 2 – Полный факторный эксперимент двух уровней с тройным факторным анализом

A	B	C
-	-	-
+	-	-
-	+	-
+	+	-
-	-	+
+	-	+
-	+	+
+	+	+

2.3.2 Определение параметров

Изначально необходимо оценить и выбрать критические параметры, которые наилучшим образом соответствуют поставленным целям. Учитывая это, было установлено, что ключевыми характеристиками будут массовая скорость впрыска сжатого природного газа (КПГ) и момент начала впрыска КПГ. В контексте стандартного давления форсунок для КПГ, регулирование процесса будет происходить через изменение продолжительности впрыска КПГ, что обеспечивает более эффективный контроль за процессом и позволяет точно дозировать объём вводимого топлива [61].

Далее следует этап установления уровней, то есть конкретизация величин данных переменных в рамках эксперимента:

- время впрыска сжатого природного газа (CNG) в двигателе. Исходя из условий эксплуатации транспортного средства, которые чаще всего связаны с низким и средним режимами нагрузки, можно констатировать, что продолжительность впрыска напрямую коррелирует с постоянным уровнем давления системы впрыска. В результате, для адаптации к условиям низкой и средней нагрузки, выбраны параметры времени впрыска, равные 3250 и 8200 микросекундам соответственно [62];
- тайминг впрыска сжатого природного газа (КПГ): при выборе идеальных моментов впрыска ключевым параметром является положение впускного клапана, а именно его время открытия. Анализируя временные интервалы открытия клапана (IVO), его максимального поднятия и времени закрытия клапана (IVC), зафиксированные как 375 CAD (градусов до верхней мертвой точки), 270 CAD и 144 CAD соответственно, было принято решение определить две симметричные точки впрыска относительно пика подъема клапана. Эти точки можно классифицировать как ранние и поздние моменты впрыска и выбраны так, что они совпадают с моментами, когда впускной клапан остается открытым. Таким образом, для этих целей были установлены моменты 330 CAD и 210 CAD до верхней мертвой

точки (BTDC), что эквивалентно расстоянию в 60 CAD перед и после пика подъема клапана соответственно [63];

- динамика. В обычных условиях эксплуатации двигатель функционирует на низких и средних режимах вращения. Таким образом, оптимальные показатели составляют 1250 и 2250 оборотов в минуту.

В таблице 3 представлены конкретные факторы вместе с их уровнями.

Таблица 3 – Переменные и параметры эксперимента

Фактор	A - Продолжительность впрыска КПП (мс)	B – Момент впрыска КПП (CAD)	C - Скорость (об/мин)
Уровень -	3200	330 После ВМТ	1250
Уровень+	8250	210 После ВМТ	2250

2.3.3 Сбор экспериментальных данных

В завершающей фазе, необходимо провести экспериментальные испытания на живом двигателе для аккумуляции данных, критически нужных для старта процесса моделирования. Это включает в себя изучение новых переменных параметров, которые невозможно корректировать без фактического вмешательства в работу двигателя, таких как показатели давления. Важно, чтобы во время эксперимента работа дизеля оставалась стабильной, не вызывая колебаний в параметрах цилиндров. С этой целью, перед испытаниями, производится точная настройка времени и длительности впрыска дизельного топлива, дабы исключить вероятность вариации давления между цилиндрами. Кроме того, эффективный сбор данных предполагает соблюдение двух критически важных условий, изложенных ниже [64].

- Базовым требованием является повторение эксперимента в различные даты. Это обусловлено тем, что измерения, проведенные подряд, часто оказываются схожими и могут минимизировать видимость эффектов внешних помех [65].
- Второй критерий касается последовательности выполнения операций. Это связано с тем, что определенные скрытые переменные могут

оставаться неопределенными и не должны воздействовать на функционирование механизма. По этой причине, необходимо обеспечивать, чтобы последовательность процедур была случайной и уникальной для каждой ситуации [66].

Согласно этим критериям, с двигателя осуществляется сбор экспериментальной информации.

2.4 Настройка данных в модели и окончательная калибровка модели

Эта процедура представляет собой дублирование последней фазы в процессе моделирования силового агрегата, однако с отличием в применяемых данных и экспериментальных сценариях. Завершив все предварительные настройки, инициируется процесс моделирования. В заключение, проводится финальное тонирование системы с целью достижения оптимальных показателей и завершения данного этапа. Эффективность калибровки демонстрируется через сопоставление фактически измеренных и теоретически полученных кривых давления как до, так и после калибровочных работ на рисунках 11 и 12. Ключевые параметры, подвергшиеся настройке, включают корректировку степени сжатия – ее понижение с 15.7 до 14.5 – и регулировку давлений на впуске и выпуске, которые колебались в рамках 0.01 бар относительно экспериментальных значений, показывая различия в каждом тестовом примере с показателями примерно в 1.15 бар на впуске и 1.3 бар на выпуске.

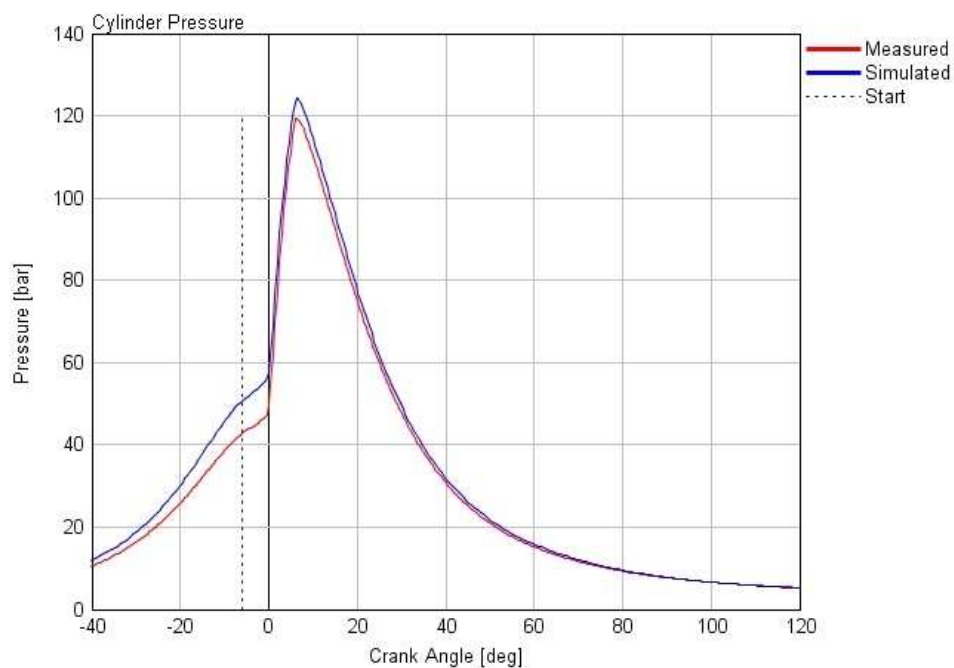


Рисунок 11 – Различия между смоделированными и измеренными значениями до окончательной калибровки в случае 2

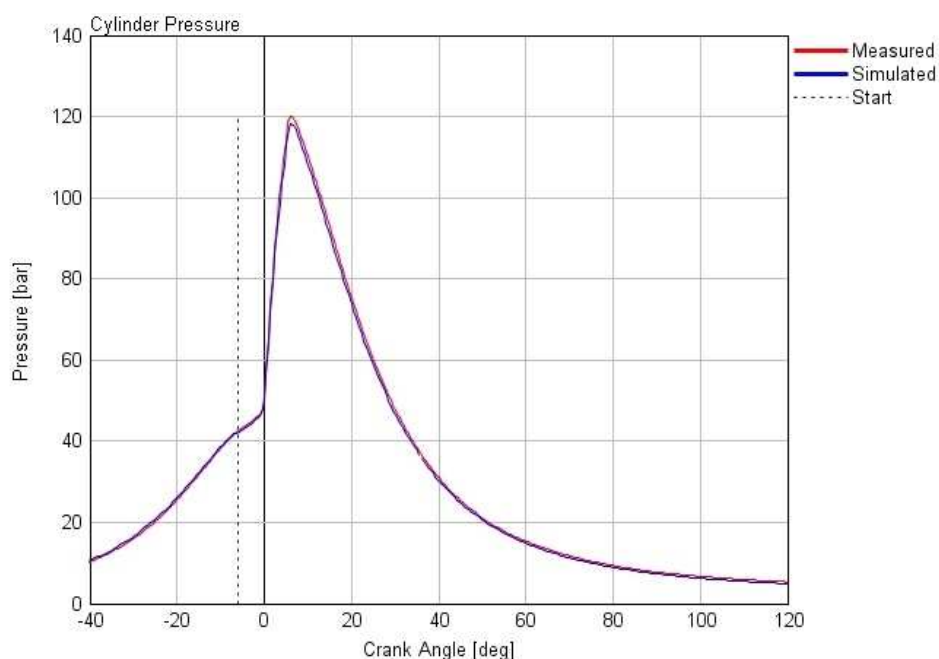


Рисунок 12 – Различия между смоделированными и измеренными значениями после окончательной калибровки в случае 2

2.5 Сбор окончательных результатов

Выдающийся ученый Лорд Кельвин [66] подчеркнул значимость количественного измерения в научных исследованиях, утверждая, что

адекватное понимание материи подразумевает способность выражать ее через числа, поскольку без этого наши познания остаются неполными. Это подчеркивает принцип, что для получения объективного и точного ответа на вопрос исследования, все наблюдения должны поддаваться количественной оценке. Научное исследование требует обеспечения воспроизводимости результатов, что предполагает, что исследователи вне зависимости от лаборатории должны прийти к аналогичным выводам, проведя аналогичный эксперимент [67]. Именно поэтому критически важно точное документирование и сбор результатов, включая сбор первичных данных и их последующую аналитическую обработку для обеспечения ясного понимания и толкования результатов [68].

2.5.1 Выбор результатов

Для правильного выбора результатов важно знать, какова цель исследования. Итак, целью исследования является изучение эффектов, вызываемых распространением КППГ. Тогда выбранные результаты должны быть в состоянии ответить на этот вопрос.

В соответствии с этим было решено, что результаты, которые следует проанализировать, для каждого цилиндра:

- график давления и особенно максимальное давление в цилиндре;
- поток сжатого природного газа в цилиндре;
- поток воздуха в цилиндре;
- процесс впрыска;
- потоки топлива во впускном коллекторе.

Помимо параметров цилиндров также анализируются параметры двигателя [69].

2.5.2 Обработка полученных данных

Выбираются все прямые результаты. Тем не менее, большая часть этих данных не способна предоставить полную картину самостоятельно, требуя дополнительной обработки. В контексте анализа различий между цилиндрами, акцентируется внимание на вычислении оптимального

показателя для количественного измерения данных различий. Для этой цели применяется коэффициент вариации COV, который рассчитывается на основе приведённой формулы (1) [70]:

$$COV X = \frac{S}{\bar{X}} \quad (1)$$

где S — среднеквадратичное отклонение,
 \bar{X} — среднее значение.

Итак, особенно привлекает внимание вопрос о том, какой из элементов наиболее значимо влияет на процесс, и следует ли рассматривать их влияние как изолированные явления, или же важно учитывать комбинированный эффект этих элементов [71]. В этой связи, применяется полнофакторный экспериментальный дизайн, который включает дополнительные колонки для анализа взаимодействий между факторами, у, как представлено в таблице 4.

Таблица 4 – Полный факторный план, дополненный столбцами для взаимодействий. [20]

	A	B	C	AB	AC	BC	ABC	Ответ
M_{1F}	-1	-1	-1	1	1	1	-1	у ₁
M_{Г,}	1	-1	-1	-1	-1	1	1	у ₂
V_{3F}	-1	1	-1	-1	1	-1	1	у ₃
M_{4F}	1	1	-1	1	-1	-1	-1	у ₄
M_{SF}	-1	-1	1	1	-1	-1	1	у ₅
M_{6F}	1	-1	1	-1	1	-1	-1	у ₆
M_{7F}	-1	1	1	-1	-1	1	-1	у ₇
M_{SF}	1	1	1	1	1	1	1	у ₈
Делитель	4	4	4	4	4	4	4	-
Эффект	E_A	E_B	E_C	E_{AB}	E_{AC}	E_{BC}	E_{ABC}	-

Выводы по главе 2

Выполненный анализ выявил, что для всестороннего изучения процесса горения необходимо использовать как интегральные, так и локальные методы исследования. К примеру, датчики давления помогают в общей оценке процесса, в то время как локальные методы позволяют анализировать воздействие соотношения компонентов топливно-воздушной смеси на динамику химических реакций, происходящих при горении.

Глава 3 Анализ результатов имитации газодизельного процесса

Данная глава организована в два раздела. В первом разделе описываются и подробно анализируются исходы отдельных случаев, тогда как второй раздел посвящен комплексному сопоставлению и обобщенному изучению данных случаев. Детали исследуемых режимов представлены в таблице 5.

Таблица 5 – Краткое описание исследуемых режимов работы

Режим	А - Продолжительность впрыска КППГ (мс)	В — Момент впрыска КППГ (град ПКВ после ВМТ)	С - Скорость вращения вала (об/мин)
1	3200	330	1250
2	8250	330	1250
3	3200	210	1250
4	8250	210	1250
5	3200	330	2250
6	8250	330	2250
7	3200	210	2250
8	8250	210	2250

3.1 Анализ результатов экспериментального исследования

Режим 1: длительность впрыска составляет 3200 мс, момент впрыска сжатого природного газа составляет 330 градусов ПКВ после ВМТ при частоте вращения 1250 об/мин

Режим 1 демонстрирует работу двигателя с малой продолжительностью впрыска сжатого природного газа и ранним впрыском сжатого природного газа при невысокой частоте вращения. Диаграммы давления в каждом из четырех цилиндров представлены на рисунке 13.

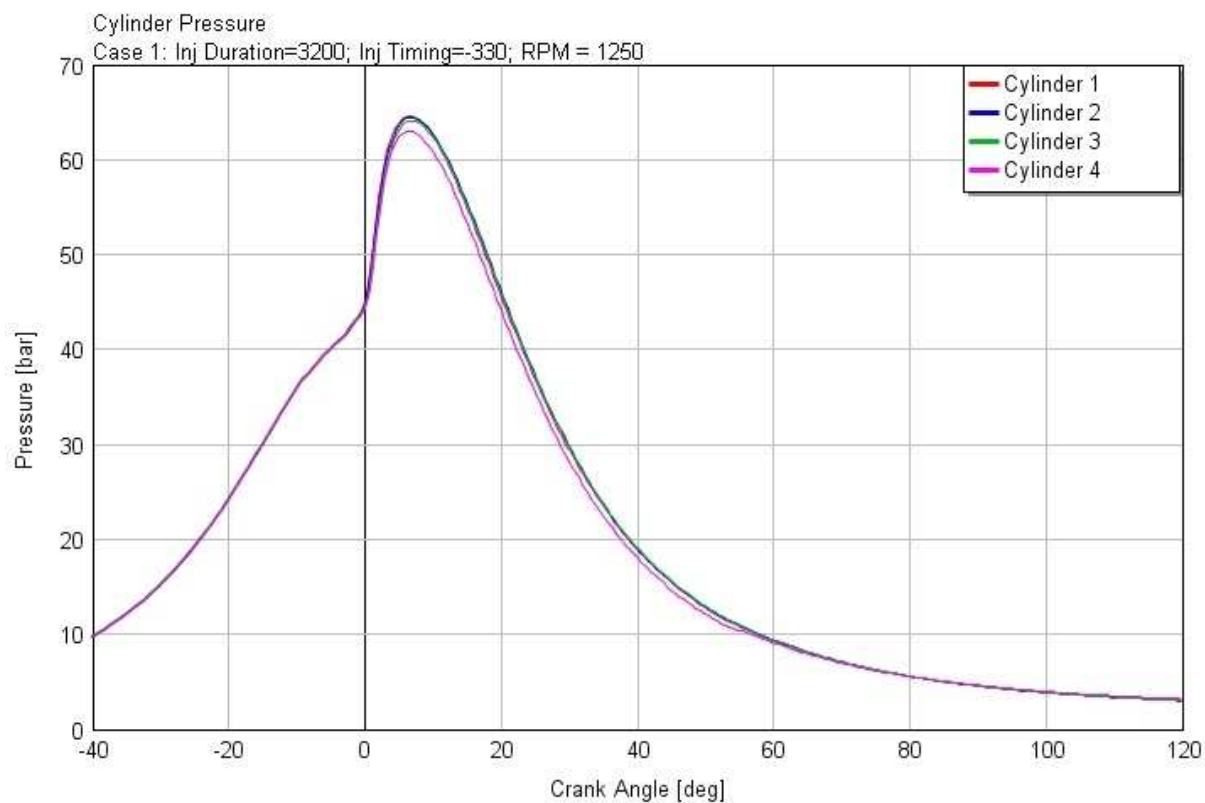


Рисунок 13 – Диаграммы измерений давления для всех 4-х цилиндров на режиме 1

Изучая диаграммы измерений давления, не обнаруживается значимых доказательств, указывающих на наличие весомых отличий между работой разных цилиндров. Для расширения анализа, был подробно рассмотрен массовый расход через один из впускных клапанов первого цилиндра и соответствующую ему форсунку системы подачи кондиционированного газа, графически отображая эту зависимость от угловых позиций коленчатого вала. Это позволяет углубиться в изучение динамики потока кондиционированного газа, как представлено на рисунке 14.

Из контекста следует, что все впрыскиваемое топливо улавливается собственным цилиндром, и в направляющих не остается никакой топливной массы. В таблице 6 содержатся данные о характеристиках цилиндров.

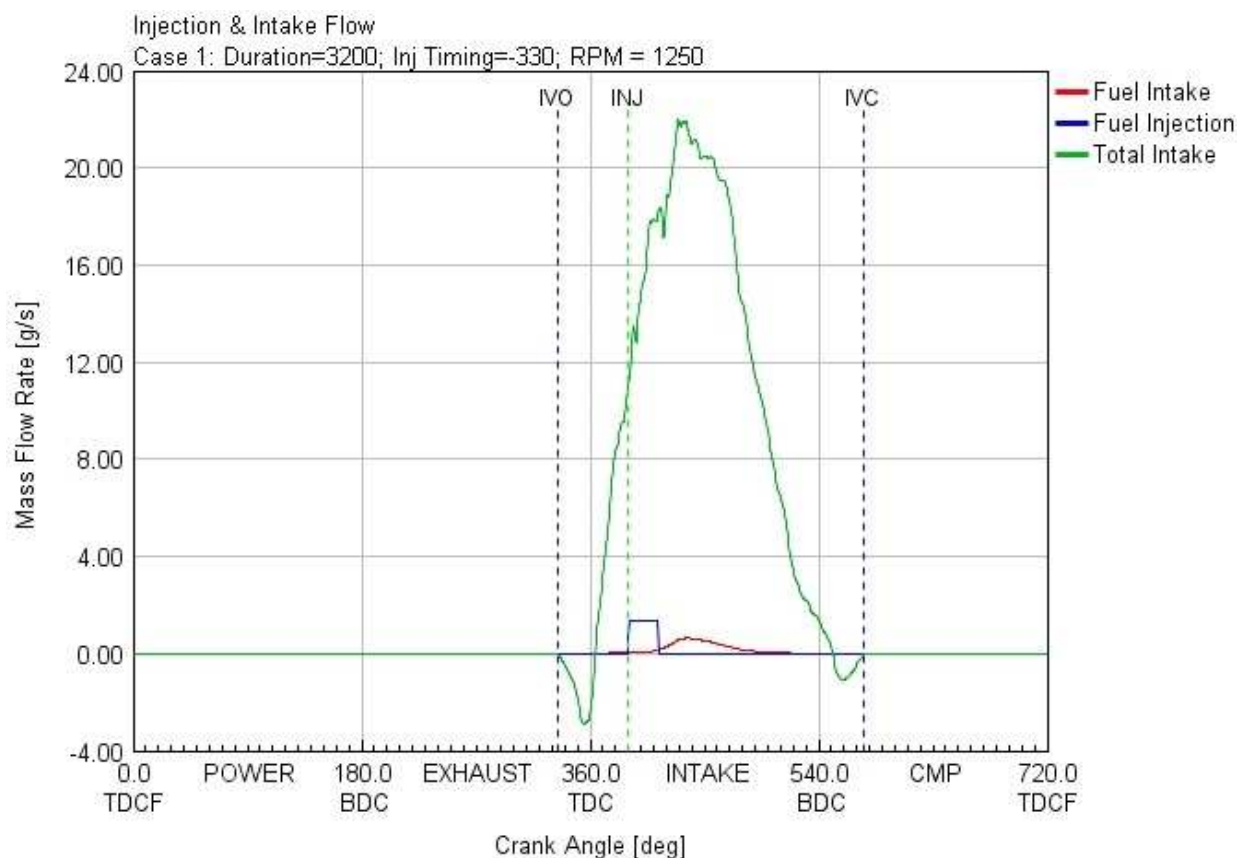


Рисунок 14 – Массовый расход впрыска КПГ и характеристики открытия впускного клапана для цилиндра 1, на режиме 1

Таблица 6 – Данные по цилиндрам при работе на режиме 1

Особенность	Цилиндр 1	Цилиндр 2	Цилиндр 3	Цилиндр 4	COV
Максимальное давление (бар)	64,6	64,5	64,2	62,9	1,20%
Захваченная масса на IVC (мг)	617	616	616	616	0,54%
Вес поглощенного воздуха при IVC (мг)	568	567	567	568	0,55%
Количество улавливаемого топлива в IVC (мг)	8,74	8,75	8,74	8,74	0,05%
Воздух-топливное отношение в IVC	64,9	64,9	64,9	65,0	0,54%

Как предполагалось, заметных различий в весе захваченного топлива в каждом из цилиндров, количественно измеряемого через коэффициент вариации (COV) топлива, не обнаружено, следовательно, нет различий между цилиндрами.

Режим 2: длительность впрыска составляет 8250 мс, момент впрыска сжатого природного газа составляет 330 градусов ПКВ после ВМТ при частоте вращения 1250 об/мин

Режим 2 иллюстрирует функционирование двигателя при продолжительной фазе впрыска горючего и её раннем выполнении в условиях малых оборотов. Диаграммы, отражающие давление в четырех цилиндрах, представлены на рисунке 15.

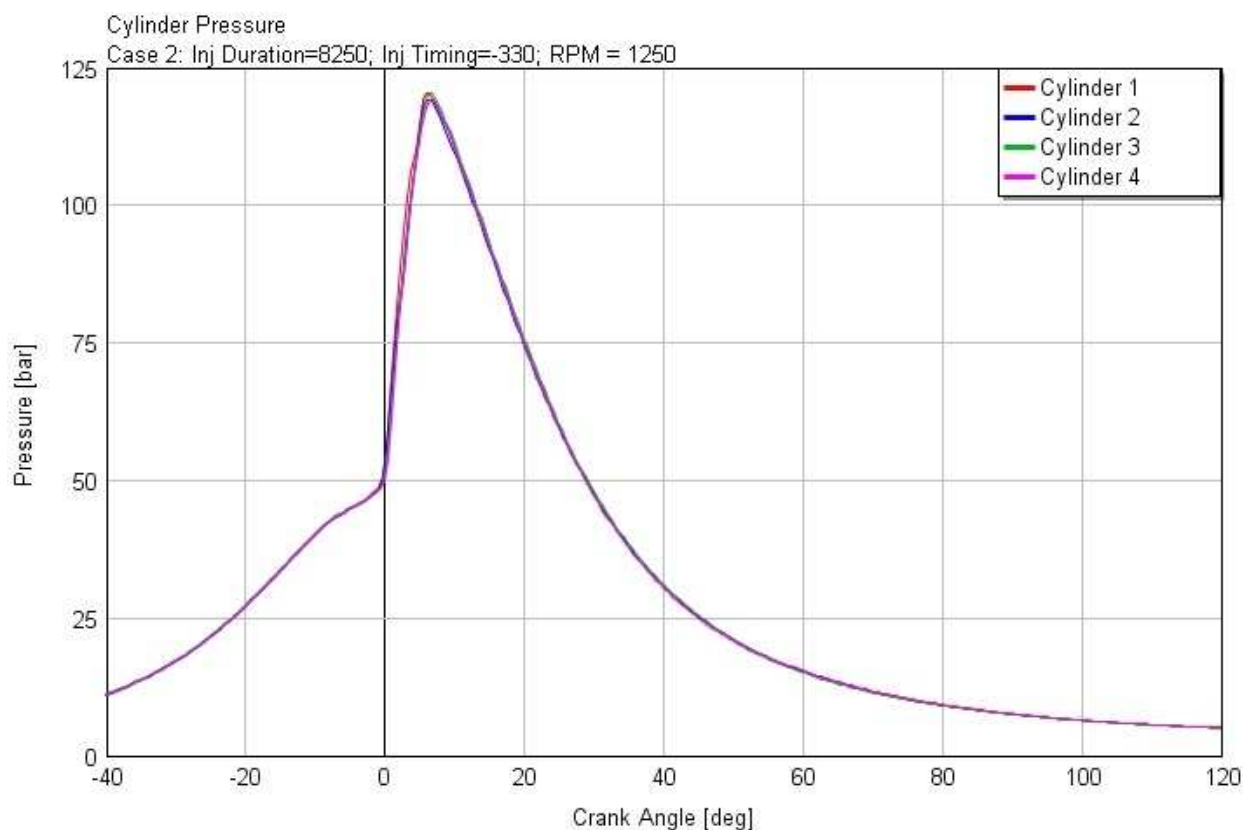


Рисунок 15 – Диаграммы измерений давления для всех 4-х цилиндров на режиме 2

При анализе давления, все цилиндры демонстрируют практически идентичное поведение. Таким образом, между ними не наблюдается заметных различий в этом аспекте. Аналогичные результаты представлены и на режиме 1, где на рисунке 16 иллюстрируются массовые потоки через один из впускных клапанов первого цилиндра в сравнении с потоками через соседнюю с ним форсунку, подающую сжатый природный газ (КПГ).

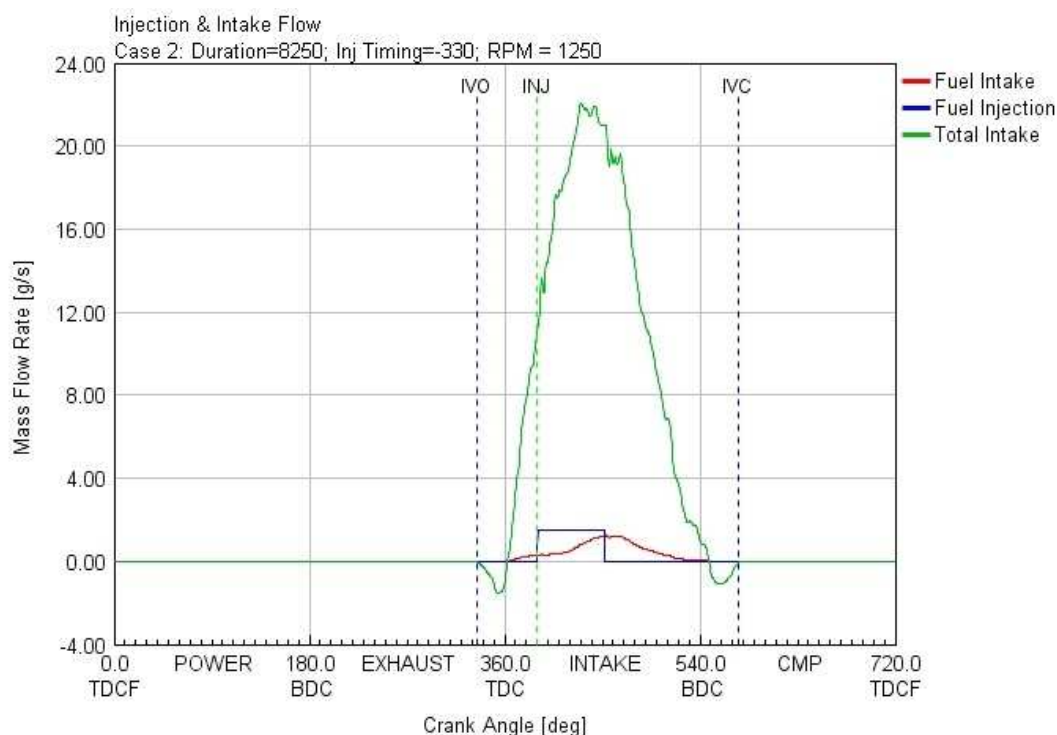


Рисунок 16 – Массовый расход впрыска КПП и характеристики открытия впускного клапана для цилиндра 1, режим 2

Иллюстрация демонстрирует, что весь объем топлива инжектируется до достижения пика массового потока через впускной клапан, однако перед инициацией впрыска зафиксирован минимальный уровень потребления топлива. Это может указывать на то, что часть топлива задержалась в впускных трактах и последовательно переместилась в цилиндр в течение следующего рабочего цикла. Поэтому, для понимания различий в составе газов в цилиндрах, данные, представленные в таблице 7, могут оказаться ключевыми.

Таблица 7 – Данные по цилиндрам при работе на режиме 2

Особенность	Цилиндр 1	Цилиндр 2	Цилиндр 3	Цилиндр 4	COV
Максимальное давление (бар)	119	118	118	117	0,45%
Захваченная масса на IVC (мг)	611	611	611	613	0,11%
Масса захваченного воздуха на IVC (мг)	559	559	559	561	0,16%
Масса захваченного топлива на IVC (мг)	25,2	25,1	25,1	25,2	0,10%
Воздух-топливное отношение в IVC	22,2	22,3	22,3	22,3	0,13%

Анализ массы тела в цилиндре показывает, что топливо с пониженной концентрацией не подается в цилиндр за один цикл, однако оно используется в последующем, что не влияет на параметры работы цилиндров.

Режим 3: длительность впрыска составляет 3200 мс, момент впрыска сжатого природного газа составляет 210 градусов ПКВ после ВМТ при частоте вращения 1250 об/мин

Режим 3 иллюстрирует функционирование мотора при коротком времени инжекции гомогенного предварительного смесеобразования и задержанном впрыске гомогенного предварительного смесеобразования на малой частоте вращения. Диаграммы давлений в четырех цилиндрах представлены на рисунке 17.

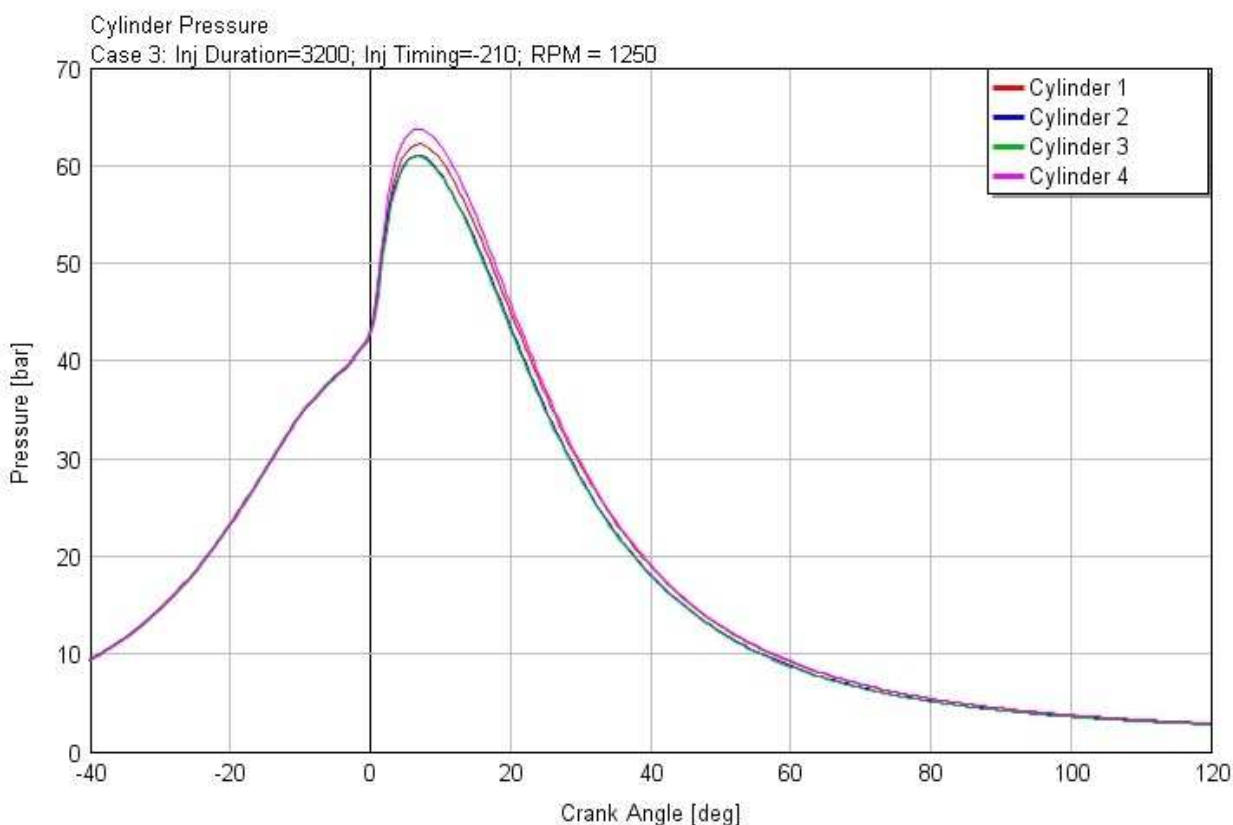


Рисунок 17 – Диаграммы измерений давления для всех 4-х цилиндров на режиме 3

В данном контексте кривые давления свидетельствуют о минимальных колебаниях, связанных с процессами горения. Это ведет к предположению о

незначительной разнице в массе, захватываемой отдельными цилиндрами. На рисунке 18 показаны массовые расходы в одном из впускных клапанов цилиндра 1 и впрыск топлива в присоединенном к нему трубопроводе.

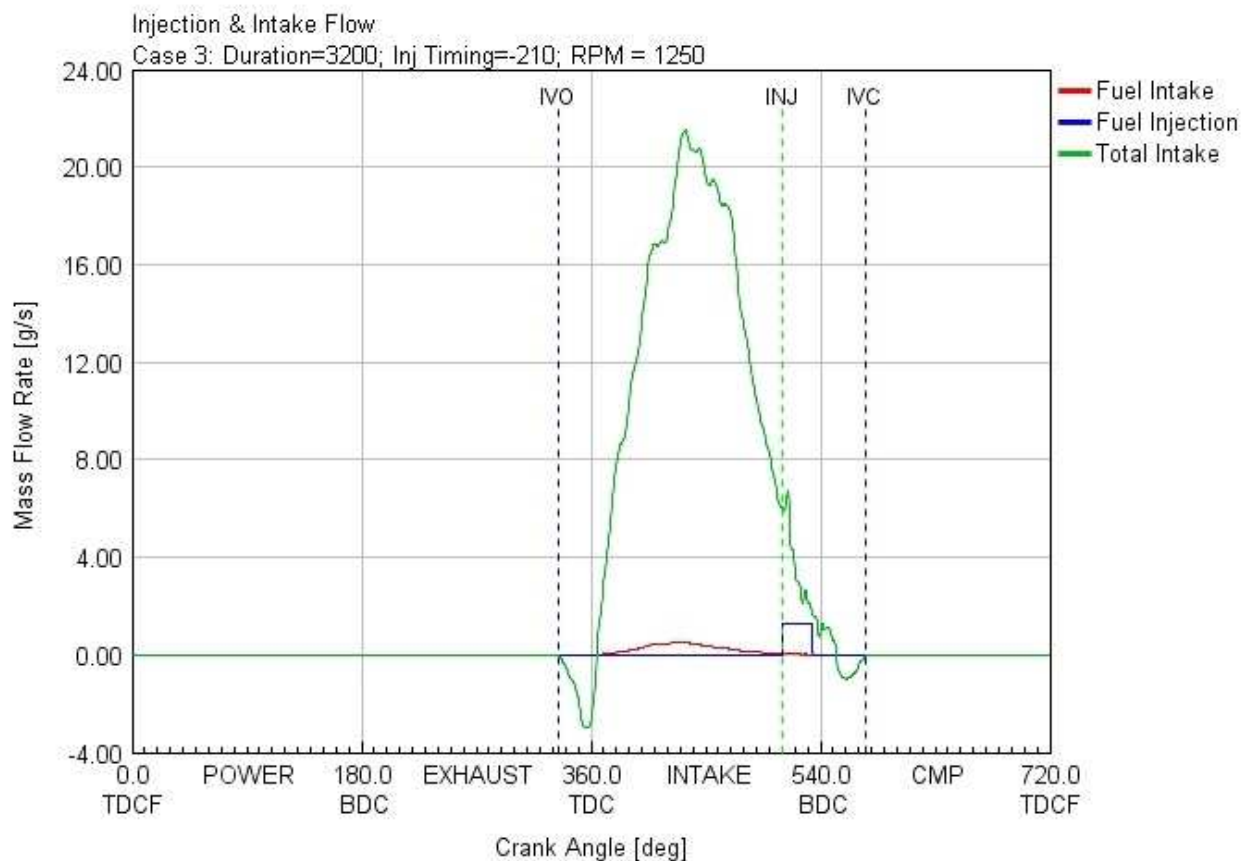


Рисунок 18 – Массовый расход впрыска КПП и характеристики открытия впускного клапана для цилиндра 1, режим 3

Как было показано ранее, на рисунке 18 зафиксирована несоответствие между количеством топлива, инжектируемым в цилиндр, и объемом, используемым за один рабочий цикл. Это различие могло бы рационально объяснить наблюдаемые отклонения, представленные на рисунке 17.

Как и предвиделось, анализ данных из таблицы 8, демонстрирует разнообразие составов газов внутри каждого цилиндра. Повышенный уровень концентрации топлива и уменьшенное содержание воздуха, то есть сниженное соотношение воздух/топливо (AFR), в первом и четвертом цилиндрах обуславливают более высокие показатели давления при сгорании по сравнению со вторым и третьим цилиндрами. Этот феномен предполагает

наличие определенной корреляции в распределении топлива по цилиндрам, что будет подробнее исследовано в контексте обзора данного вопроса позднее.

Таблица 8 – Данные по цилиндрам при работе на режиме 3

Особенность	Цилиндр 1	Цилиндр 2	Цилиндр 3	Цилиндр 4	COV
Максимальное давление (бар)	62.2	61.1	61.0	63.8	2,08%
Захваченная масса на IVC (мг)	587	591	592	585	0,54%
Масса захваченного воздуха на IVC (мг)	538	541	542	536	0,55%
Масса захваченного топлива на IVC (мг)	9,06	7,78	7,77	9,08	8,86%
Воздух-топливное отношение в IVC	59,4	69,6	69,7	59,0	9,39%

Режим 4: длительность впрыска составляет 8250 мс, момент впрыска сжатого природного газа составляет 210 градусов ПКВ после ВМТ при частоте вращения 1250 об/мин

Режим 4 иллюстрирует функционирование двигателя при длительном и позднем периодах впрыска топлива в условиях низкой скорости. Анализируя режим 3, можно предполагать, что существенная доля введенного топлива будет введена с опозданием, провоцируя взаимодействия в системе впуска и, как следствие, модификации в рабочем процессе каждого из цилиндров. Вначале, на рисунке 19 представлены кривые, отображающие изменение давления в четырех цилиндрах.

На данном рисунке демонстрируется очевидное расхождение между цилиндрами 1 и 4 по сравнению с цилиндрами 2 и 3.

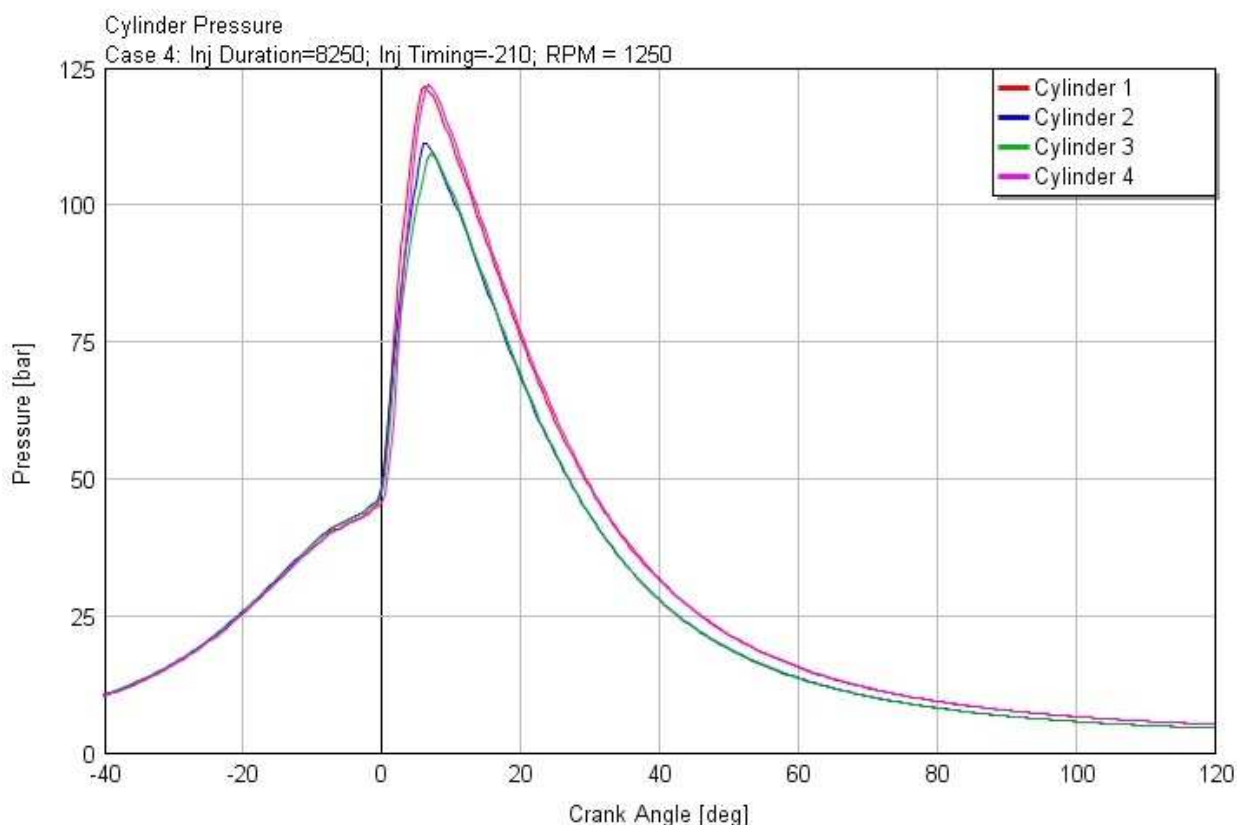


Рисунок 19 – Диаграммы измерений давления для всех 4-х цилиндров на режиме 4

Эти отличия схожи с теми, что были зафиксированы на режиме 3, следовательно, представляется возможным интерпретировать оба инцидента одинаковым образом.

На рисунке 20 представлен процесс, при котором подаваемое топливо не попадает в цилиндр в назначенный рабочий цикл, в отличие от ситуации, изложенной на режиме 3. Это означает, что топливо может задерживаться во впускных трактах или даже перераспределяться между различными цилиндрами двигателя. Этот механизм будет подробно разобран в главе 4. Детализированные спецификации по цилиндру для данного сценария собраны в таблице 9.

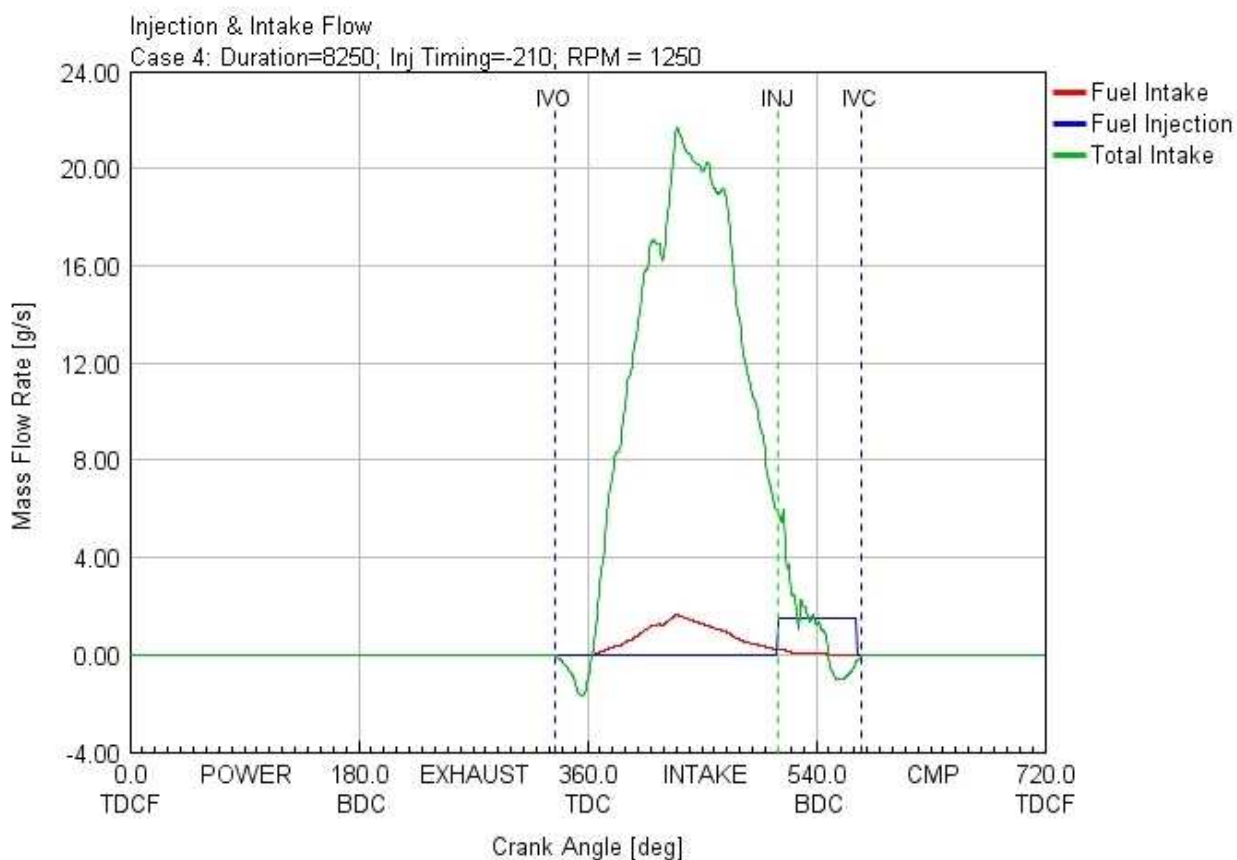


Рисунок 20 – Массовый расход впрыска КПП и характеристики открытия впускного клапана для цилиндра 1, режим 4

Таблица 9 – Данные по цилиндрам при работе на режиме 4

Особенность	Цилиндр 1	Цилиндр 2	Цилиндр 3	Цилиндр 4	COV
Максимальное давление (бар)	122	111	109	122	5,87%
Захваченная масса на IVC (мг)	577	609	610	577	3,12%
Масса захваченного воздуха на IVC (мг)	523	557	558	523	3,70%
Масса захваченного топлива на IVC (мг)	28,3	21,2	21,2	28,3	16,5%
Воздух-топливное отношение в IVC	18,5	26,2	26,3	18,5	20,1%

Данные из таблицы о захваченной массе подтверждают гипотезу: наблюдаемые существенные отклонения в величине потребленной массы топлива и объеме воздуха, поступающего в цилиндр, вызывают обогащенное горение в первом и четвертом цилиндрах.

Режим 5: длительность впрыска составляет 3200 мс, момент впрыска сжатого природного газа составляет 330 градусов ПКВ после ВМТ при частоте вращения 2250 об/мин

Анализ последних пяти наблюдений выявляет сходство в функционировании двигателя при увеличенных оборотах, что позволяет предполагать повторяемость определенных процессов при каждом испытании, хотя различия в исходах могут быть объяснены различной скоростью работы. В пятом примере наблюдается эффективность двигателя при коротком периоде инъекции газообразного топлива и его ранней подаче при высокой частоте вращения. Графическое представление результатов давления этого теста можно увидеть на рисунке 21.

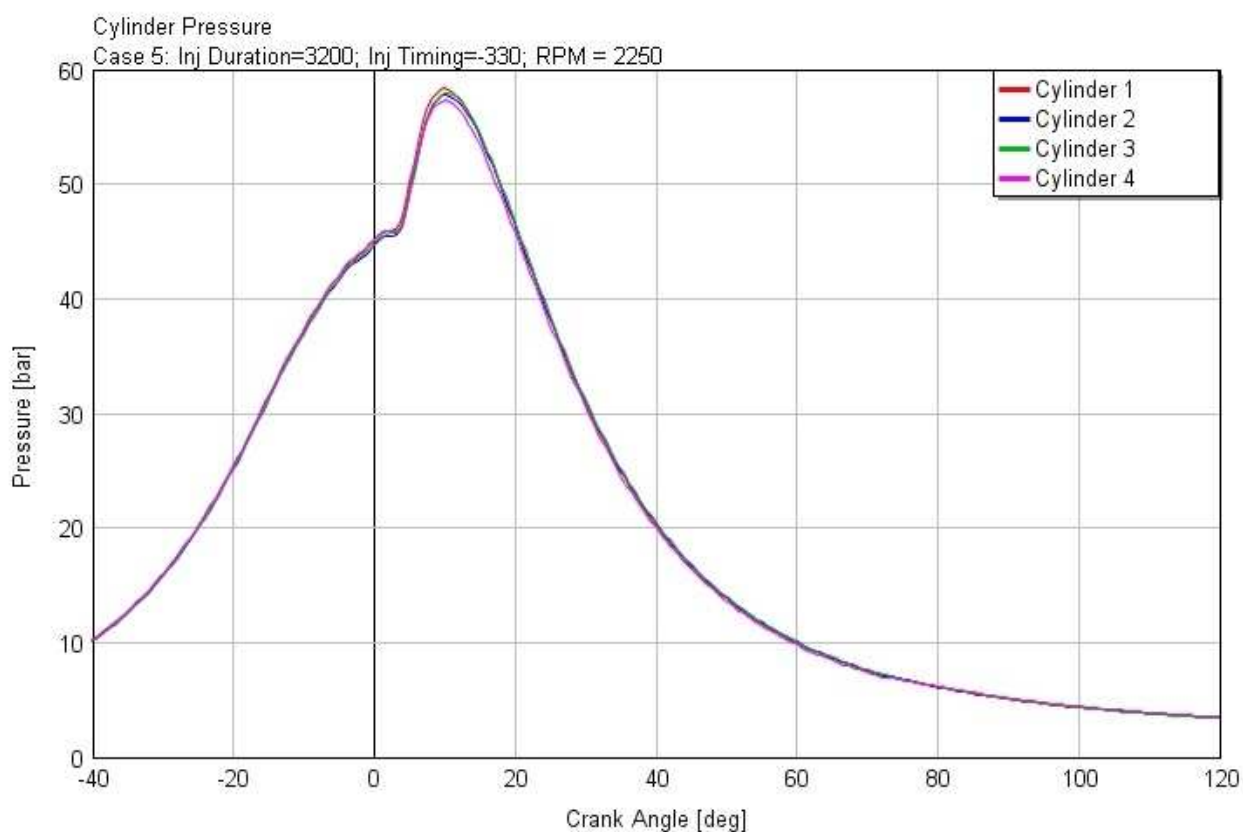


Рисунок 21 – Диаграммы измерений давления для всех 4-х цилиндров на режиме 5

На этом рисунке можно увидеть малое отличие в значениях давления в ходе процесса сгорания, хотя это различие может быть недостаточно

значимым. Для подтверждения факта нарушений требуются дополнительные данные. На рисунке 22 представлены процессы впрыскивания топлива и всасывания через впускной клапан.

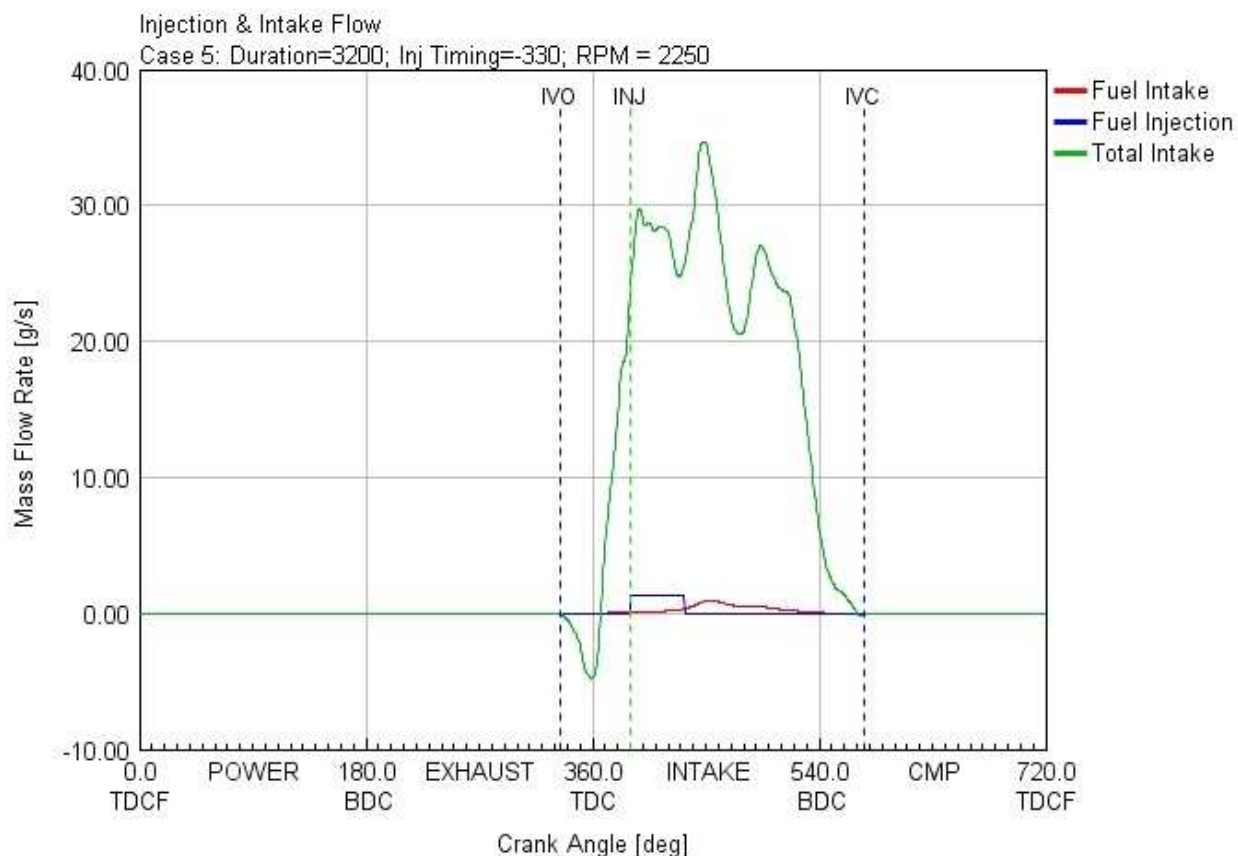


Рисунок 22 – Массовый расход впрыска КПП и характеристики открытия впускного клапана для цилиндра 1 на режиме 5

На основе представленной диаграммы, ситуация напоминает те же явления, которые были зарегистрированы в исследуемом режиме 1: предполагается, что инжектированное топливо полностью улавливается соответствующим цилиндром, без остатка в топливопроводах, следовательно, не предполагается различий в составе газа по цилиндрам, как это демонстрируется в таблице 10. Данная таблица указывает на отсутствие разнообразия в количестве топлива, удерживаемого в каждом цилиндре, при этом отмечается незначительное отличие в соотношении массы воздуха к топливу, что может служить объяснением для малой разницы в пиковых давлениях.

Таблица 10 – Данные по цилиндрам при работе на режиме 5

Особенность	Цилиндр 1	Цилиндр 2	Цилиндр 3	Цилиндр 4	COV
Максимальное давление (бар)	58,4	57,8	57,9	57,3	0,75%
Захваченная масса на IVC (мг)	636	631	631	635	0,37%
Масса захваченного воздуха на IVC (мг)	588	584	584	589	0,43%
Масса захваченного топлива на IVC (мг)	8,46	8,43	8,44	8,46	0,16%
Воздух-топливное отношение в IVC	69,5	69,3	69,2	69,6	0,28%

Режим 6: длительность впрыска составляет 8250 мс, момент впрыска сжатого природного газа составляет 330 градусов ПКВ после ВМТ при частоте вращения 2250 об/мин

Режим 6 показывает работу двигателя с длительной продолжительностью впрыска КПП и ранним впрыском КПП на частоте вращения, т.е. та же работа, что и в режиме 2 на высокой скорости. Следовательно, существенных различий в работе цилиндров не предвидится, хотя минимальные отклонения могут возникнуть из-за высокой скорости. Диаграммы давления представлены на рисунке 23.

Из анализа представленной диаграммы следует, что значения весьма схожи между собой. Это подтверждает предположение о том, что они демонстрируют поведение, аналогичное наблюдавшемуся в эксперименте на режиме 2. Отсутствие заметных различий в характеристиках между разными цилиндрами ожидаемо. Данные о массовом расходе топлива и воздуха для первого цилиндра представлены на рисунке 24.

Анализируя диаграмму, подобно параметрам на режиме 2, перед активацией инжектора наблюдается определенное количество топлива, продвигаемого в цилиндр. Однако в данном контексте заметен дополнительный пик, свидетельствующий о том, что доля впрыскиваемого топлива эффективно поступает в камеру сгорания.

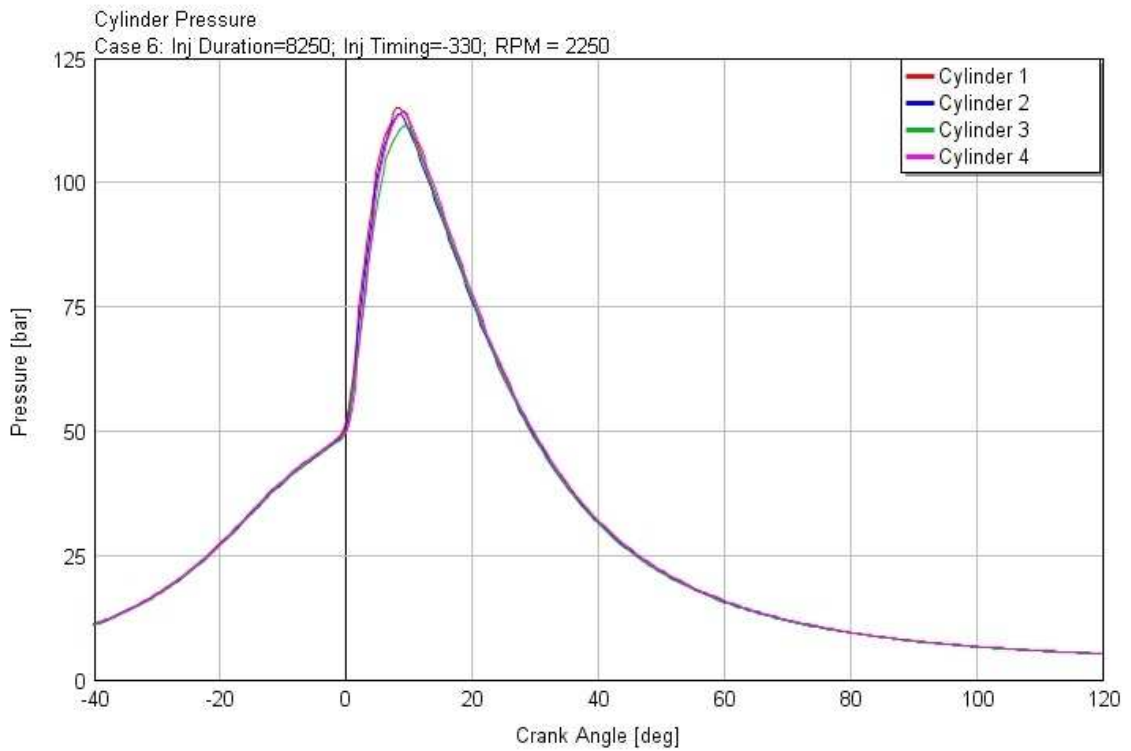


Рисунок 23 – Диаграммы измерений давления для всех 4-х цилиндров на режиме 6

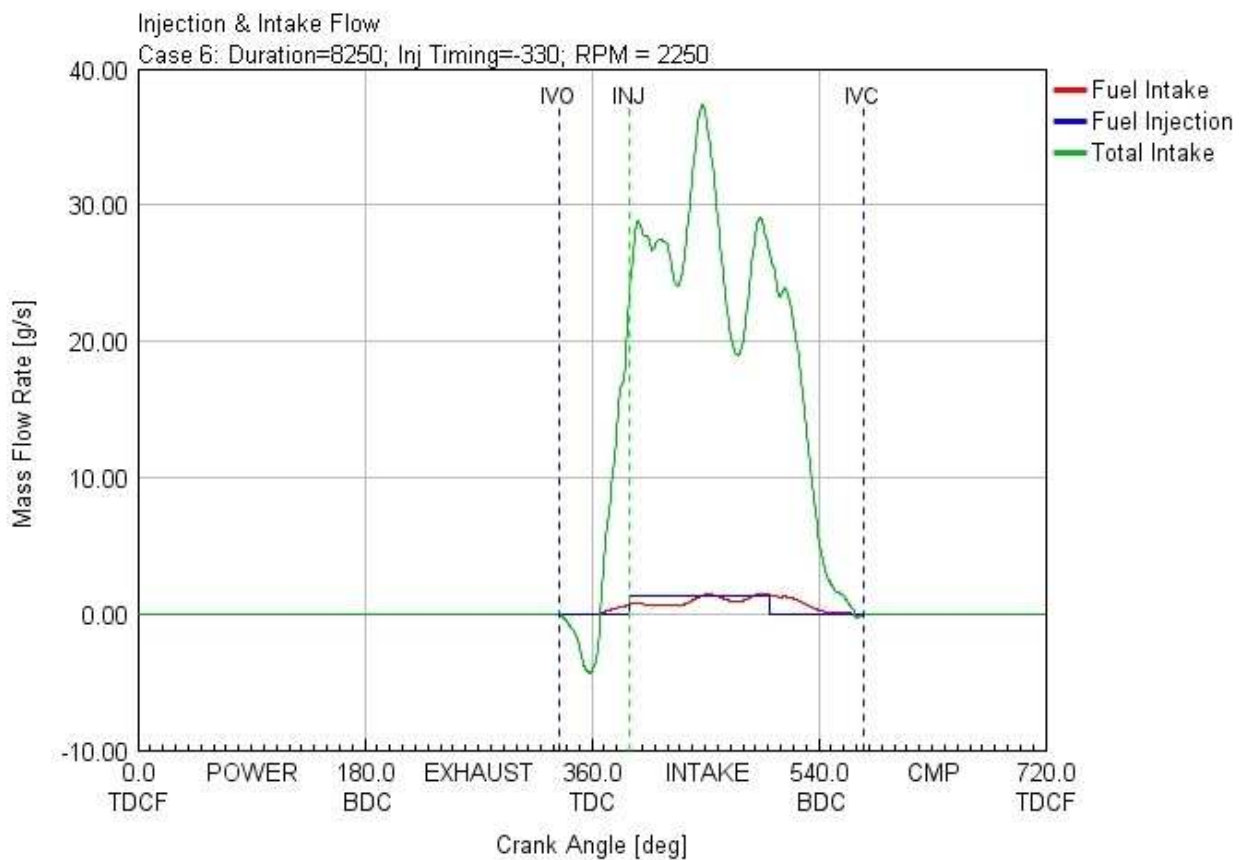


Рисунок 24 – Массовый расход впрыска КПГ и характеристики открытия впускного клапана для цилиндра 1 на режиме 6

Анализ информации из таблицы 11 выявляет, что введенное топливо не полностью задерживается в первичном цилиндре возле форсунки. Однако, исследование показателей давления в цилиндре указывает, что эта потеря массы является почти незаметной. Несмотря на это, эти данные подтверждают, что скорость двигателя оказывает влияние на эффективность сгорания топлива в сравнении с аналогичными условиями при медленной работе, как это обозначено в анализе режима 2.

Таблица 11 – Данные по цилиндрам при работе на режиме 6

Особенность	Цилиндр 1	Цилиндр 2	Цилиндр 3	Цилиндр 4	COV
Максимальное давление (бар)	115	114	111	114	1,41%
Захваченная масса на IVC (мг)	626	622	623	625	0,27%
Масса захваченного воздуха на IVC (мг)	571	568	568	570	0,29%
Масса захваченного топлива на IVC (мг)	22,7	22,1	22,1	22,7	1,71%
Воздух-топливное отношение в IVC	25,1	25,7	25,7	25,1	1,44%

Режим 7: длительность впрыска составляет 3200 мс, момент впрыска сжатого природного газа составляет 210 градусов ПКВ после ВМТ при частоте вращения 2250 об/мин

Режим 7 иллюстрирует функционирование двигателя при коротком интервале впрыска газообразного топлива и его раннем начале на повышенных оборотах. Таким образом, он воспроизводит идентичные параметры впрыска, определенные для режима 3, однако при увеличенной частоте вращения коленчатого вала, что способствует усилению дисбаланса между цилиндрами. Графики давления для данного случая представлены на рисунке 25.

Изначально очевидно, что наблюдается значительное расхождение в кривых давления, при этом показатели в первом и четвертом цилиндрах превышают показатели во втором и третьем. Это расхождение более выражено по сравнению с ситуацией на режиме 3.

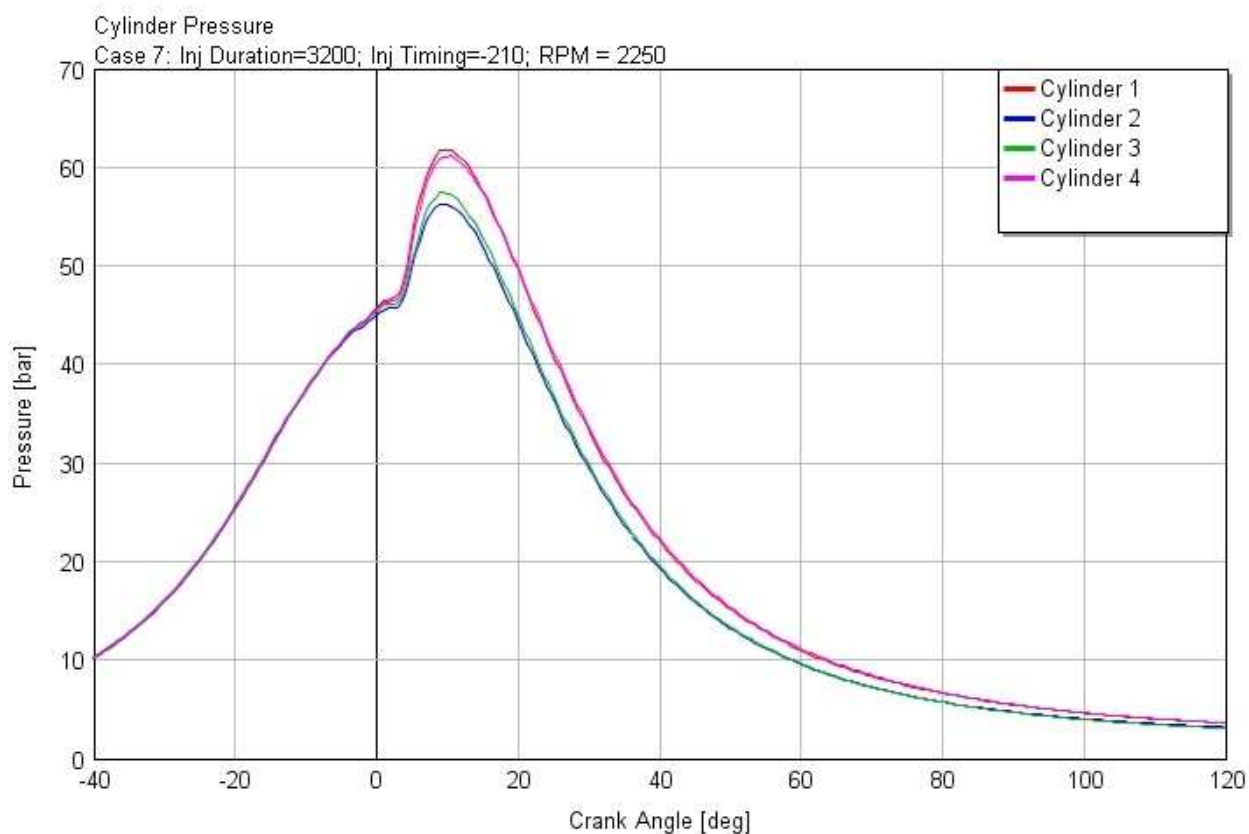


Рисунок 25 – Диаграммы измерений давления для всех 4-х цилиндров на режиме 7

С другой стороны, на рисунке 26 наглядно демонстрируется, что основное количество топлива поступает в цилиндр до момента активации форсунки. В ситуации, аналогичной сценарию режима 3, подавляющая доля топлива не подается непосредственно впрыском, а передается в цилиндр в рамках того же рабочего процесса, что соседнего цилиндра, обеспечивая таким образом обмен массы топлива между цилиндрами.

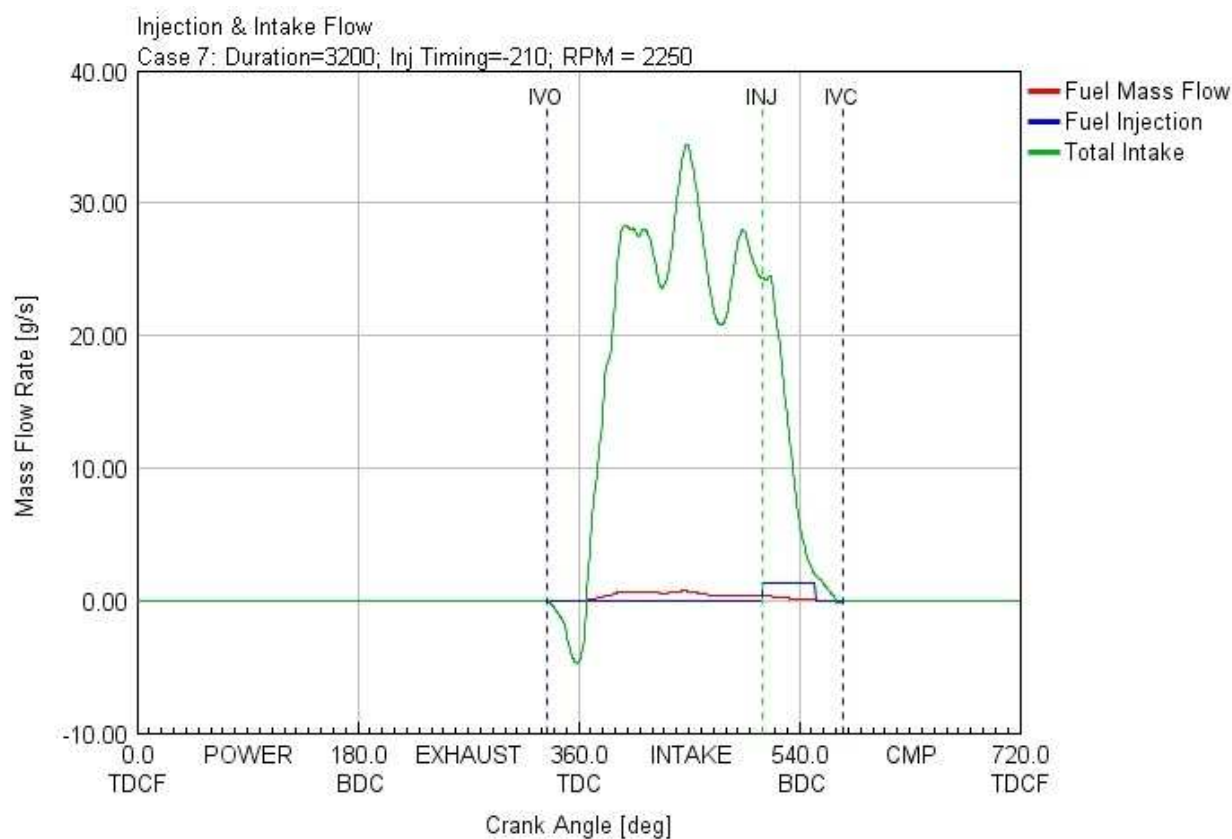


Рисунок 26 – Массовый расход впрыска КПП и характеристики открытия впускного клапана для цилиндра 1 для режима 7

Данные из таблицы 12, относящиеся к объему цилиндров, демонстрируют различия в потреблении топлива через впускной коллектор, превосходящие показатели полученные для режима 3, вероятно благодаря эффектам повышенной скорости.

Таблица 12 – Данные по цилиндрам при работе на режиме 7

Особенность	Цилиндр 1	Цилиндр 2	Цилиндр 3	Цилиндр 4	COV
Максимальное давление (бар)	61,8	56,3	57,5	61,1	4,56%
Захваченная масса на IVC (мг)	632	639	639	632	0,63%
Масса захваченного воздуха на IVC (мг)	584	589	588	584	0,43%
Масса захваченного топлива на IVC (мг)	9,96	6,94	6,95	9,94	20,5%
Воздух-топливное отношение в IVC	58,6	84,9	84,5	58,8	20,9%

Режим 8: длительность впрыска составляет 8250 мс, момент впрыска сжатого природного газа составляет 210 градусов ПКВ после ВМТ при частоте вращения 2250 об/мин

Режим 8 представляет собой самый крайний случай этого эксперимента: длительная продолжительность впрыска КПП и поздний впрыск КПП на высокой скорости. Для проведения первичного анализа отметим, что данные, полученные в ходе изучения режимов 4 и 7, подсказывают, что разброс показателей между цилиндрами заметно вырастет в данном случае, преимущественно за счет наличия большего количества топлива в первом и четвертом цилиндрах по сравнению со вторым и третьим.

Диаграммы измерений давления внутри цилиндра, для режима 8 представлены на рисунке 27.

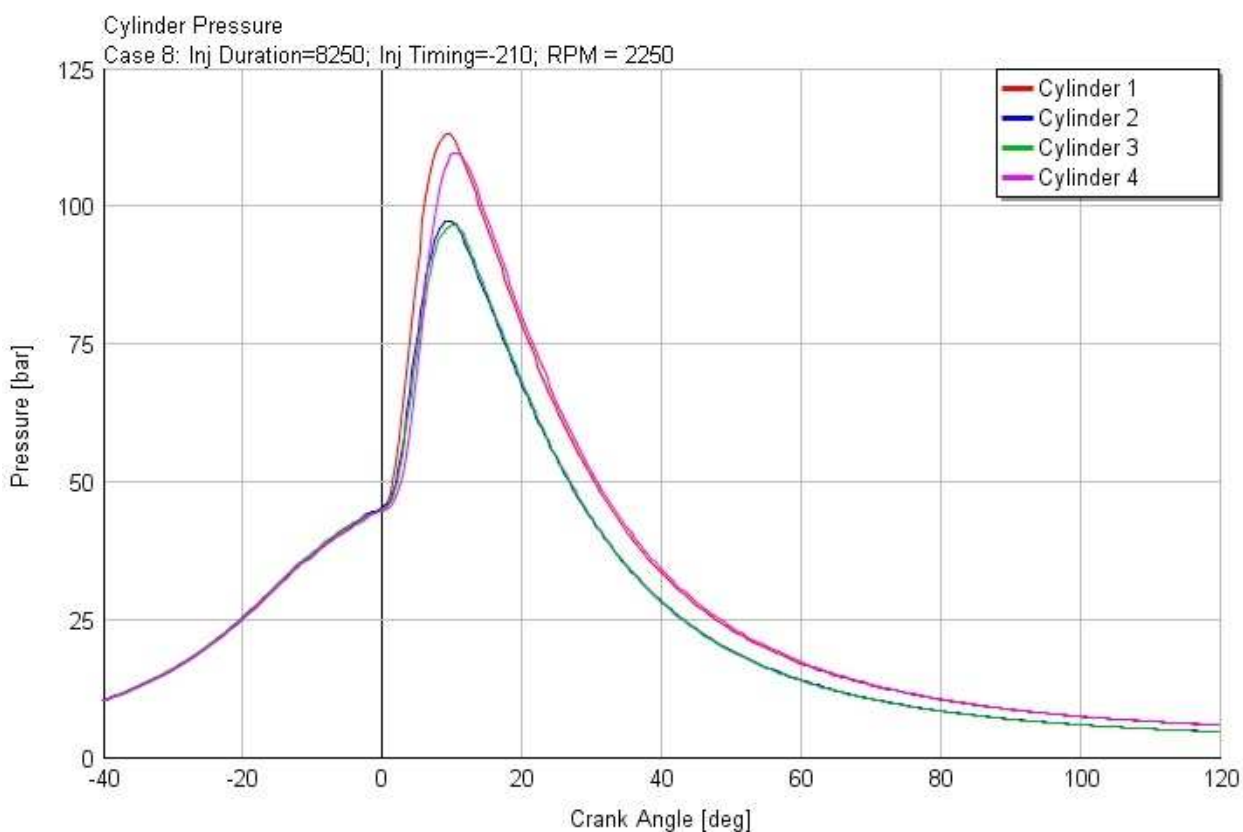


Рисунок 27 – Диаграммы измерений давления для всех 4-х цилиндров на режиме 8

Как предполагалось, наблюдается значительное различие в давлениях внешних цилиндров 1 и 4 по сравнению с внутренними цилиндрами 2 и 3, подобно предыдущим ситуациям, демонстрирующим диспаратность между цилиндрами.

Проанализировав предоставленные в таблице 13 данные, становится очевидной причина изменений в профилях давления: аккумулированная масса во внутренних цилиндрах превышает ту, что задерживается в периферийном цилиндре. Это приводит к более высокому содержанию топлива в наружных цилиндрах и, следовательно, к уменьшенному соотношению воздух/топливо (AFR).

Таблица 13 – Данные по цилиндрам при работе на режиме 8

Особенность	Цилиндр 1	Цилиндр 2	Цилиндр 3	Цилиндр 4	COV
Максимальное давление (бар)	113	97,4	96,6	110	8,1%
Захваченная масса на IVC (мг)	567	596	596	567	2,9%
Масса захваченного воздуха на IVC (мг)	516	547	547	516	3,4%
Масса захваченного топлива на IVC (мг)	27,1	17,8	17,8	27,1	23,8%
Воздух-топливное отношение в IVC	19,1	30,2	30,7	19,0	27,1%

Отсюда логично следует, что различие в уровнях давления является результатом интенсивнее протекающего процесса горения в периферийных цилиндрах несмотря на их меньший общий объем захваченного воздуха. Такая диспропорция в захвате массы топлива детализированно объясняется на рисунке 28, указывающем на то, что основная часть топлива попадает в цилиндр до начала фазы впрыска, аналогично описанным в предыдущих наблюдениях образцам, в результате чего часть впрыскиваемого топлива не попадает в цилиндр, а направляется обратно во впускной коллектор.

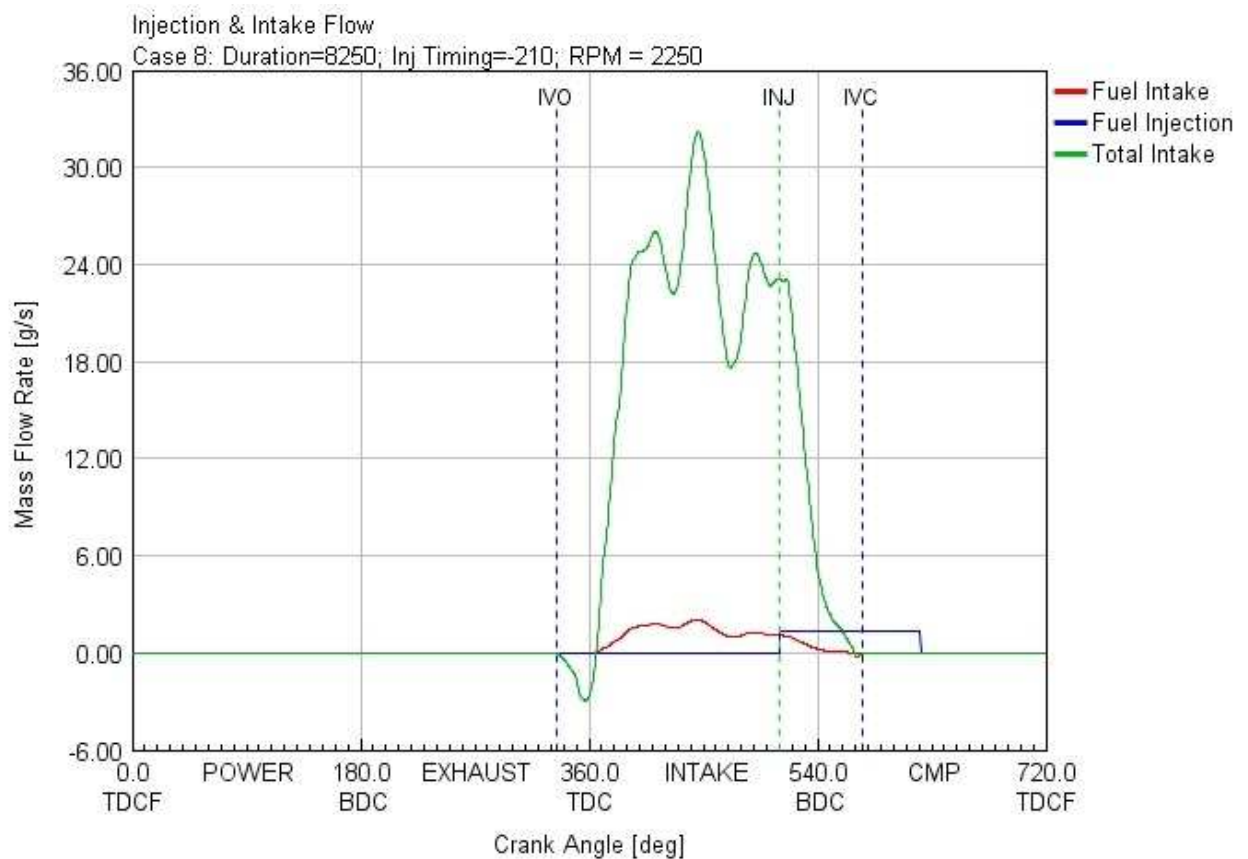


Рисунок 28 – Массовый расход впрыска КПП и характеристики открытия впускного клапана для цилиндра 1, на режиме 8

Этот процесс получил подробное рассмотрение в главе 4, что идеально подходит для анализа данного явления, учитывая его значимые масштабы и вариативность.

3.2 Статистическое исследование

После представления всех исследуемых примеров будет проведен их статистический анализ для глубокого изучения воздействия различных факторов на эффективность топливной системы. Учитывая, что для результативности играет роль не просто концентрация сжатого природного газа в цилиндре, анализ будет основан на измерении оптимального соотношения воздуха к топливу, AFR. В качестве ключевого показателя выбран коэффициент вариации COV AFR, который отражает колебания в

рабочем процессе каждого цилиндра, считаясь наиболее показательным для ответа исследования [73].

В главе 3, подробно объясняется, что оценка эффектов от различных факторов осуществляется в таблице 14.

Таблица 14 – Результаты полного факторного расчета

Case	A	B	C	AB	AC	BC	ABC	Response
1	-1	-1	-1	1	1	1	-1	0,54
2	1	-1	-1	-1	-1	1	1	0,13
3	-1	1	-1	-1	1	-1	1	9,39
4	1	1	-1	1	-1	-1	-1	20,1
5	-1	-1	1	1	-1	-1	1	0,28
6	1	-1	1	-1	1	-1	-1	1,44
7	-1	1	1	-1	-1	1	-1	20,9
8	1	1	1	1	1	1	1	27,1
Divisor:	4	4	4	4	4	4	4	-
Effect:	4,39	18,8	4,90	4,02	-0,74	4,38	-1,52	-

Исследование эффектов и их взаимного влияния выявило, что ключевым детерминантом колебаний является параметр В, а именно момент впрыска топлива. Это свидетельствует о том, что усиление разнообразия процессов внутри цилиндров, вызванное распределением компримированного природного газа (КПГ), напрямую связано с задержкой впрыска КПГ [74]. Таким образом, становится очевидным, почему в экспериментах под номерами 3, 4, 7 и 8, где процесс впрыска КПГ осуществляется с задержкой, наблюдается значительно более выраженная дисперсия результатов по сравнению с остальными случаями.

Выводы по главе 3

Исследования выявили, что увеличение времени впрыска топлива и повышенная скорость впрыска могут самостоятельно привести к возрастанию различий в работе цилиндров двигателя. Кроме того, они способствуют усилению неоднородности при совместном воздействии с задержкой времени впрыска. В другом аспекте, синергетический эффект от взаимодействия этих факторов (А и В) подразумевает, что влияние

изменения одного из них (А) становится более выраженным при высоком уровне другого (В), то есть при выполнении операций впрыска в более поздние моменты, и наоборот. Аналогичные результаты наблюдаются при взаимодействии других факторов (В и С).

С другой стороны, обнаруживаются два набора переменных, демонстрирующих обратный эффект, что подразумевает уменьшение чувствительности к изменениям одного параметра при высоких значениях других. Эти наборы включают в себя комбинацию высокой длительности впрыска топлива с повышенной скоростью движения, а также взаимодействие всех трех переменных: увеличенной длительности впрыска, задержки времени впрыска и высокого значения скорости. Несмотря на то что данный эффект имеет место, его влияние на результаты наблюдается в меньшей степени по сравнению с другими группами взаимодействий переменных.

Глава 4 Анализ результатов моделирования

4.1 Распределение КПГ

Будут изучены изменения, вызванные распределением КПГ. По этой причине режим 8 был выбран в качестве объекта исследования, поскольку он показывает самые сильные изменения, и его результаты должны быть достаточно репрезентативными для того, как КПГ распределяется до того, как он будет введен в цилиндры [75].

Изначально для анализа определили ключевые составляющие модели. На рисунке 29 представлен фрагмент модели, в котором указанные составляющие детализированы и идентифицированы.

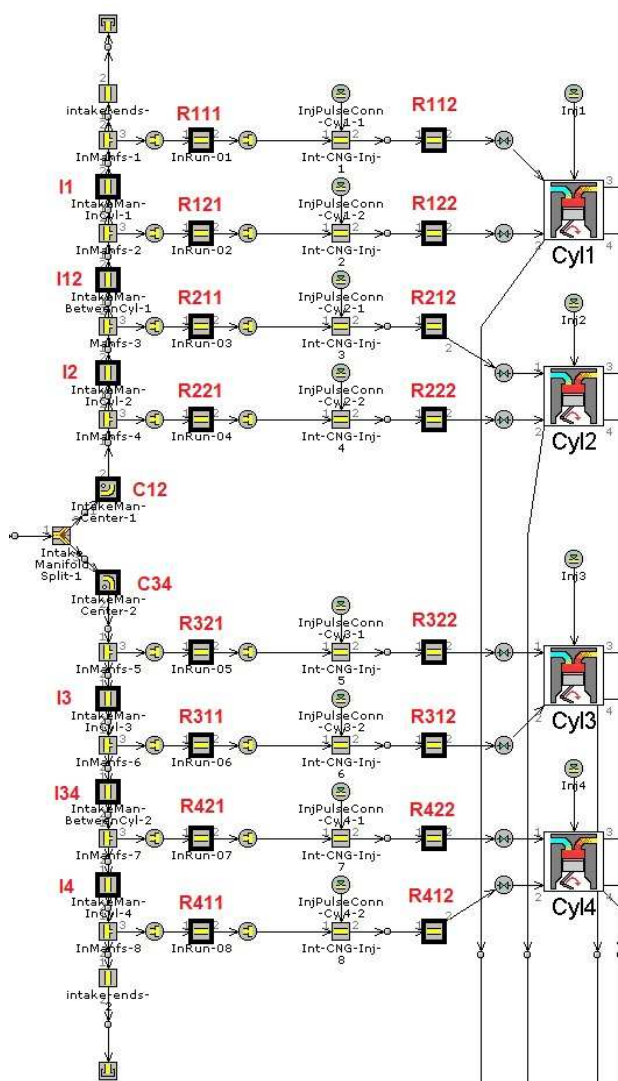


Рисунок 29 – Схема впускного узла

Элементы получили наименования в зависимости от их положения, чтобы упростить их применение в обоснованиях.

4.2 Симметрия

Конструкция впускного коллектора обладает геометрической симметрией относительно центральной плоскости, которая его разделяет на две идентичные части [76]. Это свойство позволило разработчикам создать модель, в которой каждый компонент коллектора зеркально соответствует своему аналогу, кроме места разделения потоков между каналами C12 и C34, выделяющегося как единственное исключение. Однако, несмотря на эту симметричную структуру, не следует предполагать, что процессы взаимодействия воздушного потока, включая циркуляцию и распределение газа, будут одинаково эффективными в обеих половинах коллектора. В дальнейшем планируется провести тестирование данной системы. Рисунки с 30 по 37 представляют собой графические зависимости, отражающие расчетные значения массового расхода сжатого природного газа (КПГ) для отдельных компонентов и их симметричных пар в контексте изменения угла поворота коленвала первого цилиндра [77].

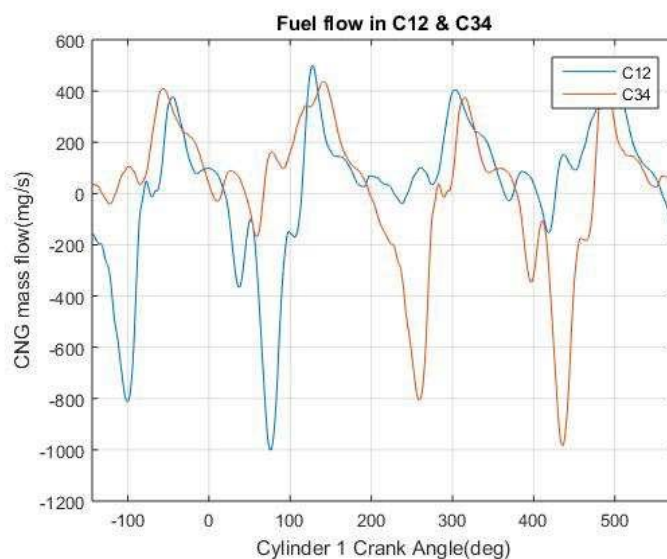


Рисунок 30 – Массовый расход КПГ пар симметричных элементов C12-C34

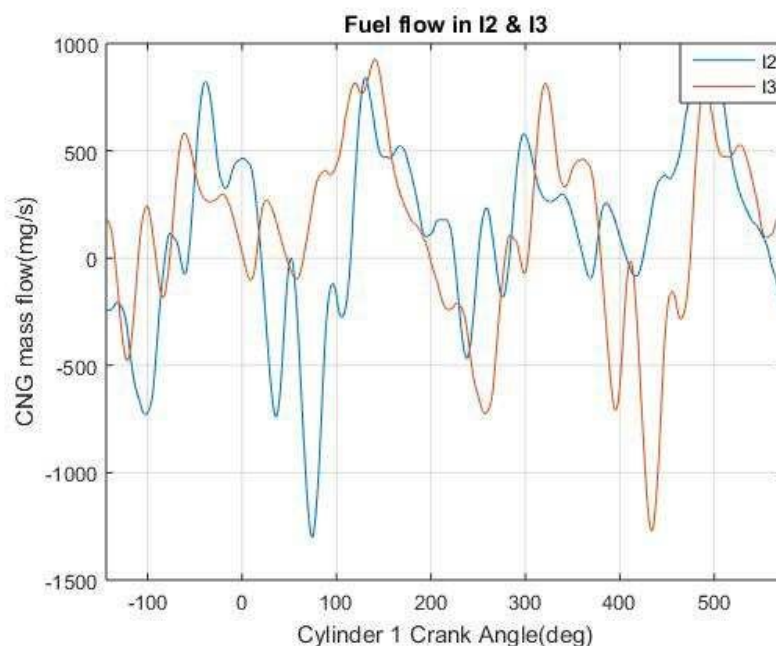


Рисунок 31 – Массовый расход КПП пар симметричных элементов I2-I3

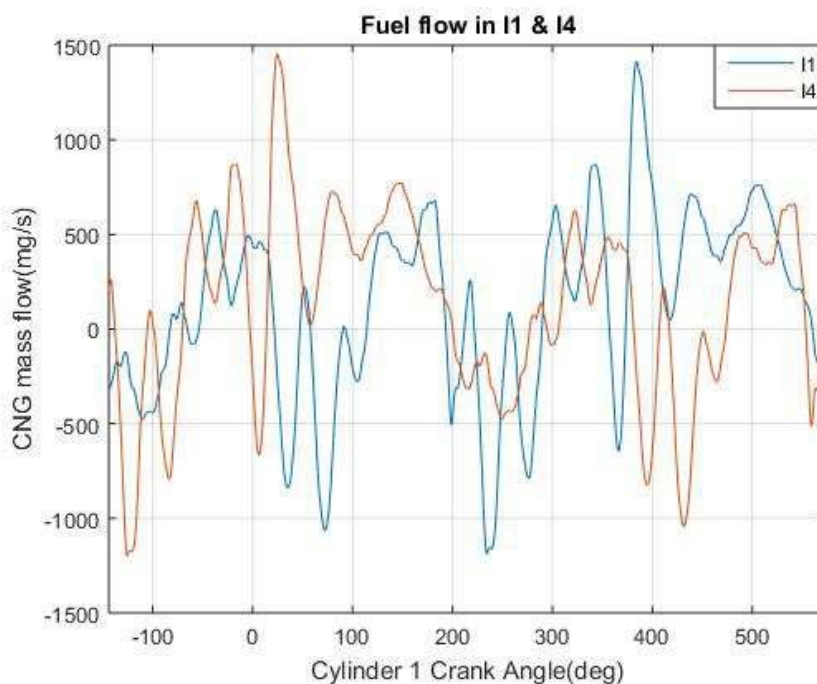


Рисунок 32 – Массовый расход КПП пар симметричных элементов I1-I4

Эти численные значения массового расхода КПП не следуют напрямую из процессов имитационного моделирования. Они вычисляются путем умножения текущего общего массового расхода на мгновенный процентное содержание топлива в отдельных сечениях, что делает результаты приближительными, но вполне приемлемыми для анализа динамики

перемещения конденсированного парогазового смесителя в системе впускного коллектора [78].

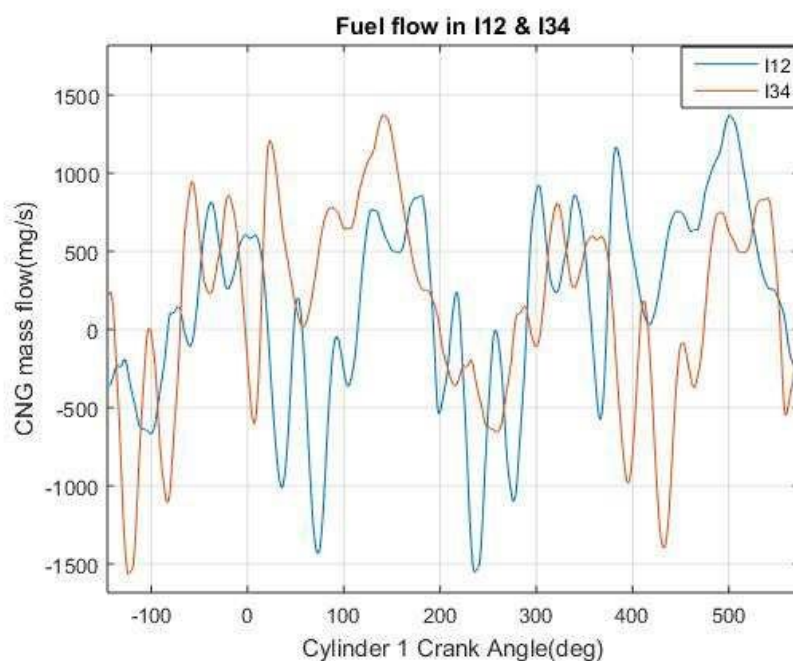


Рисунок 33 – Массовый расход КПГ пар симметричных элементов I12- I34

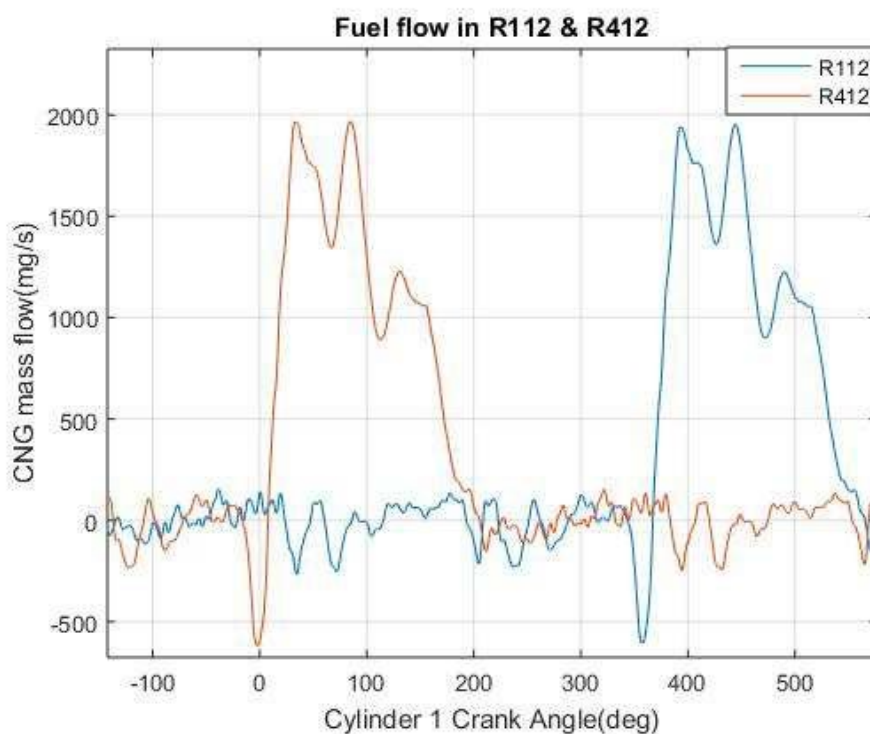


Рисунок 34 – Массовый расход КПГ пар симметричных элементов R112- R412

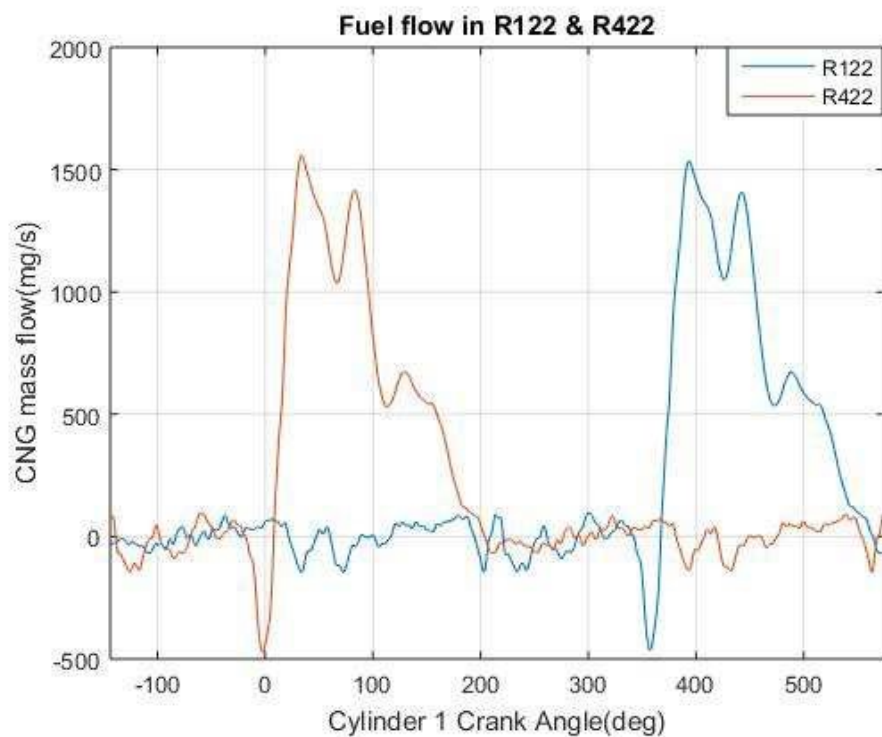


Рисунок 35 – Массовый расход КПГ пар симметричных элементов R122-R422

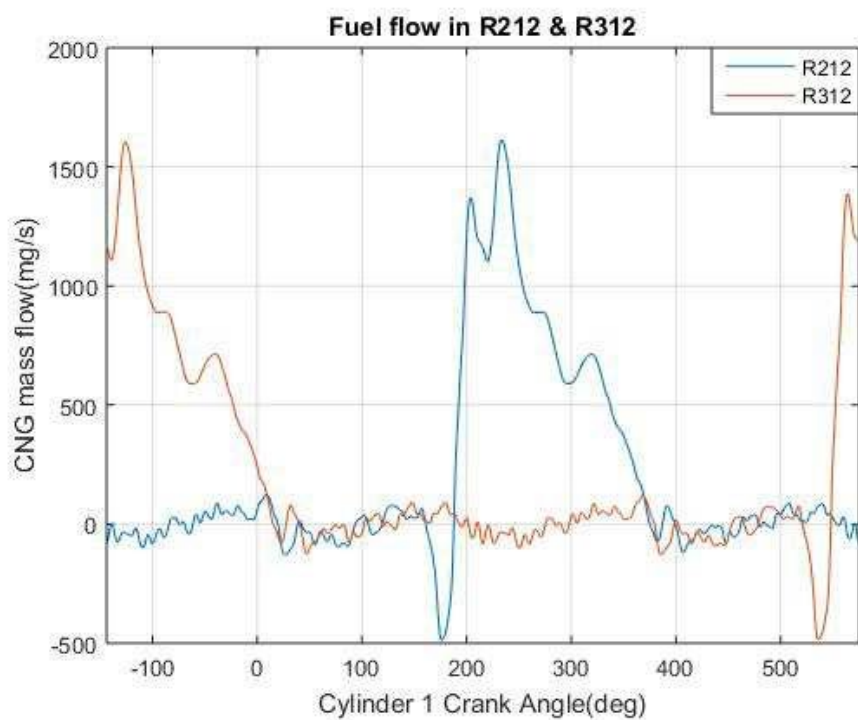


Рисунок 36 – Массовый расход КПГ пар симметричных элементов R212-R312

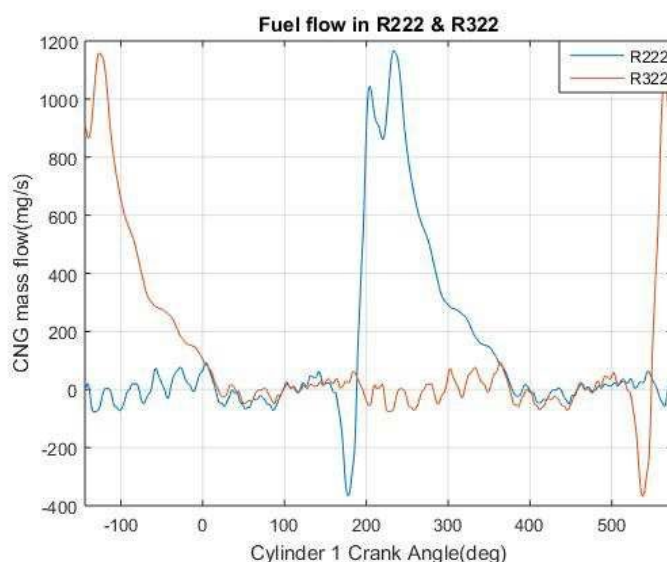


Рисунок 37 – Массовый расход КПГ пар симметричных элементов R222-R322

На представленных графиках демонстрируется, что поток КПГ в каждой из частей имеют аналогичные значения, соответствующие их зеркальным эквивалентам, однако они отличаются по фазе на 360° . Это различие в фазах возникает вследствие последовательности активации клапанов, которая совпадает с порядком воспламенения в цилиндрах двигателя, а именно: 1-3-4-2. Параметры раскрытия впускных клапанов, показывающие их высоту открытия в контексте угла поворота коленвала первого цилиндра, подробно отображены на рисунке 38 [79].

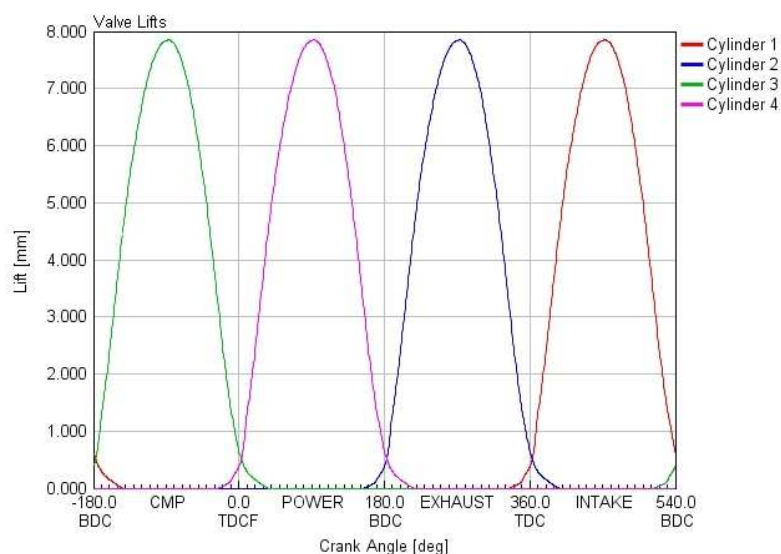


Рисунок 38 – Высота подъема впускного клапана

В заключении делаем вывод, что распределения КПГ в каждой зеркальной части впускной системы совпадают. Следовательно, будущее исследование будет фокусироваться только на части, соединённой с первым и вторым цилиндрами, что позволит анализировать процессы, происходящие в двух частях, с периодом в 360 градусов по углу поворота коленчатого вала (CAD) [80].

4.3 Взаимодействие между симметричными частями

Перед анализом распределения массовых потоков в определённом компоненте критично проработать взаимодействие между элементами, обладающими симметрией. В результате, измерение массового потока КПГ через центральный сегмент C12 осуществляется с учётом угла поворота коленвала, как показано на рисунке 39 [81].

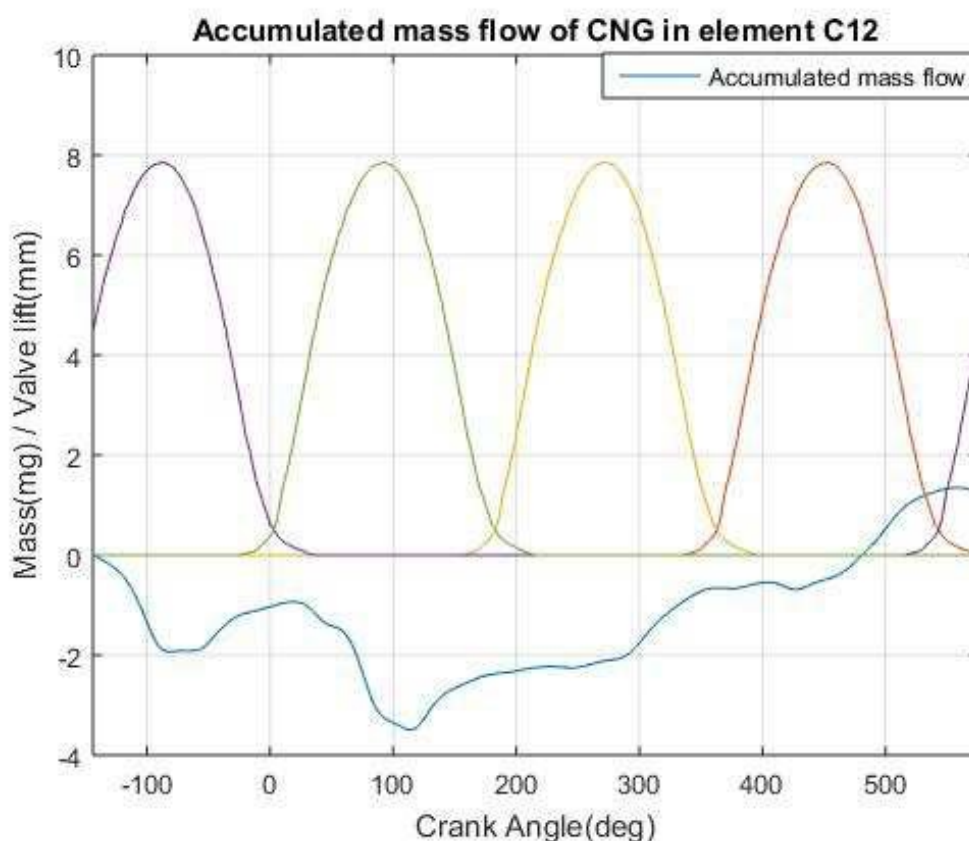


Рисунок 39 – Суммарный массовый расход КПГ в C12 и динамика открытия клапанов.

На данном изображении становится заметнее, как происходит перемещение сжатого природного газа (КПГ) в компоненте С12. Оно детально демонстрирует изменение траектории КПГ в ответ на индукционные токи, порождаемые активацией разных клапанов. Особо подчеркивается, что обозначенная часть коллектора преимущественно заполняется КПГ при открытых клапанах первого и второго цилиндров, соответствующих периодам увеличения запасов массы, и перенаправляет КПГ в противоположную сторону при активации клапанов третьего и четвертого цилиндров, сигнализируя о сокращении этих запасов.

Однако в этом исследовании присутствует момент, который кажется нелогичным в данном контексте: наблюдается увеличение массы, зафиксированное на графике во время поворота кривошипа с положительным значением. В другом контексте это бы указывало на то, что в каждый рабочий цикл этой фазы подается больший объем КПГ, и это должно было бы отражаться в компоненте С34 как уменьшение общей массы КПГ. Тем не менее, и в случае с другим компонентом наблюдается аналогичное явление: увеличение массы КПГ. Подобный эффект подразумевает производство массы КПГ в некой точке между этими элементами, что является аномалией. Следовательно, как было упомянуто выше, это рассматривается как неточность в измерениях из-за ошибок в расчетах массовых потоков КПГ, что является ограничением проведенного моделирования. В конечном счете, результаты исследования свидетельствуют о наличии массообмена между двумя симметричными компонентами, однако из-за ошибок моделирования этот обмен нельзя адекватно количественно оценить или детально изучить [82].

4.4 Исследование распределения КПГ

Как указано, последнее исследование сосредоточено на той половине впускного коллектора, которая соединена с цилиндрами 1 и 2. Вся эта часть

показана на рисунке 40. Для лучшего понимания распределения КПП накопленные массовые расходы и массовые доли КПП всех элементов этой части (кроме C12, который уже был проанализирован на предыдущей странице) нанесены на графики и показаны на рисунках с 41 по 51.

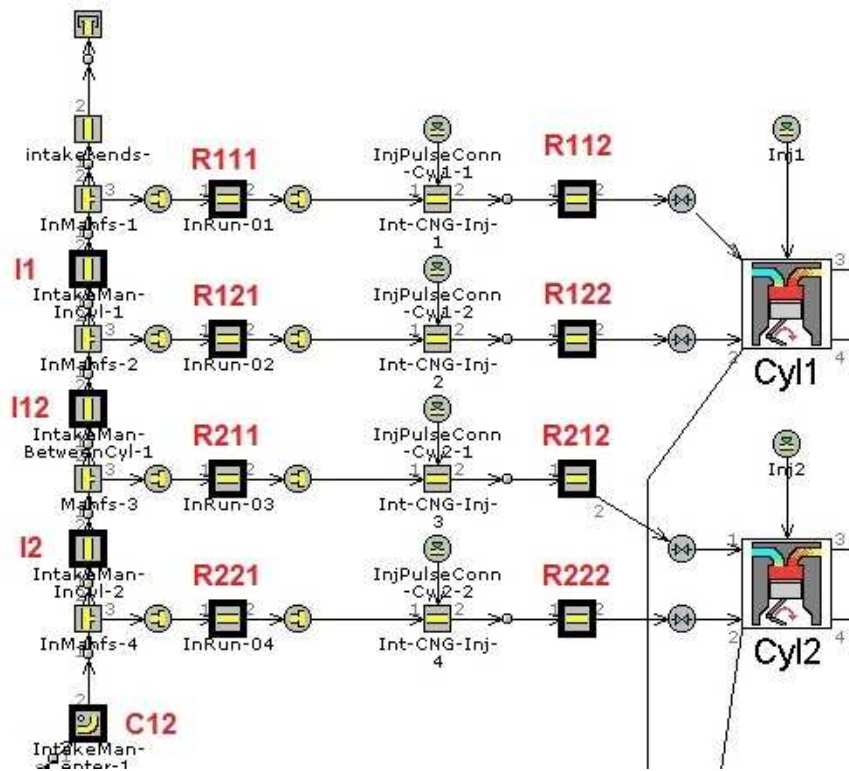


Рисунок 40 – Карта исследуемой части

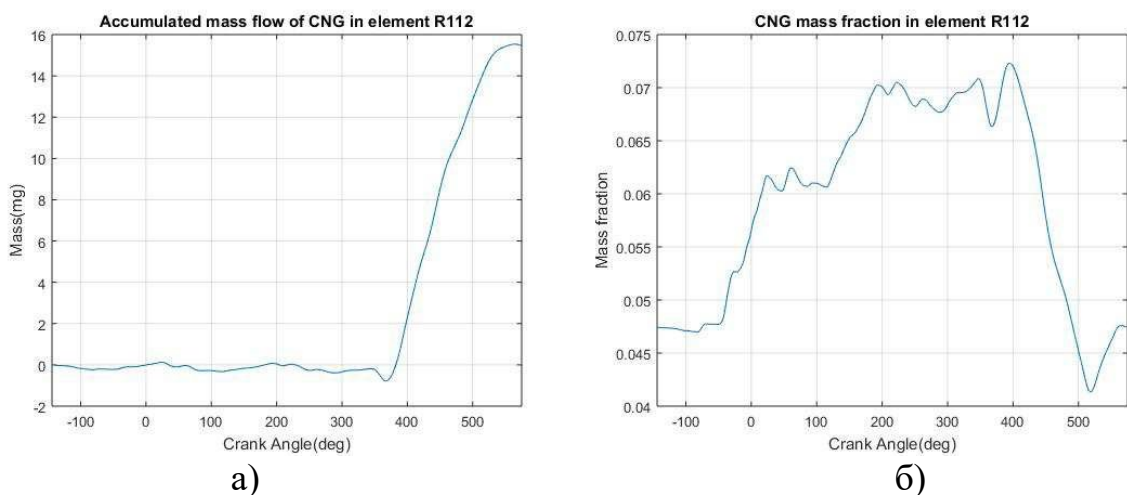
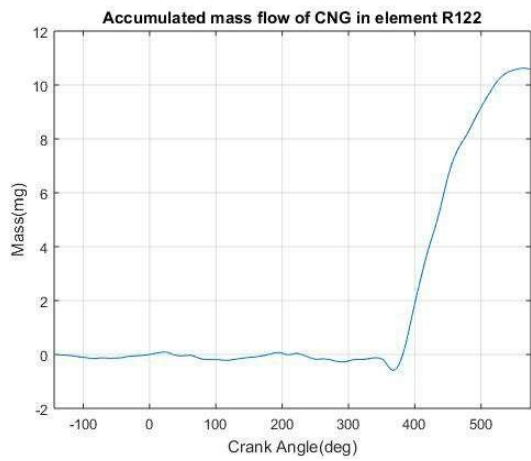
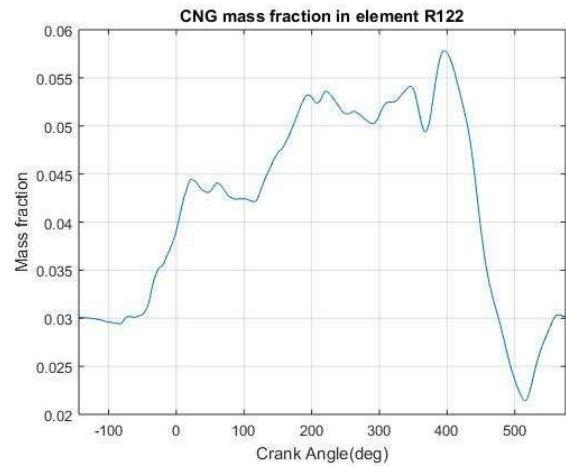


Рисунок 41 – Суммарные массовые расходы (а) и массовые доли КПП (б) в элементе R112

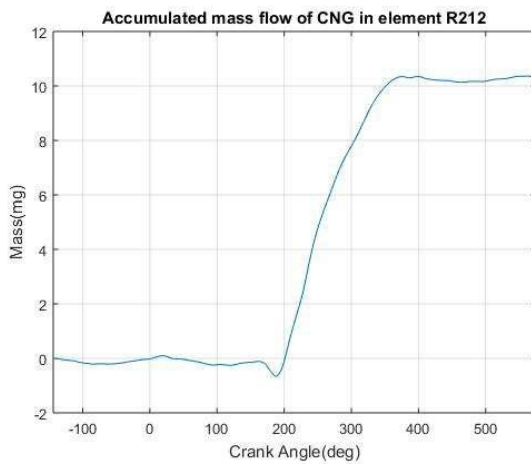


a)

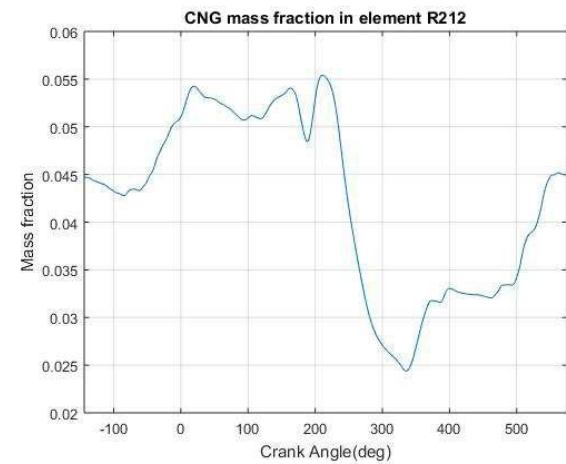


б)

Рисунок 42 – Суммарные массовые расходы (а) и массовые доли КПП (б) в элементе R122

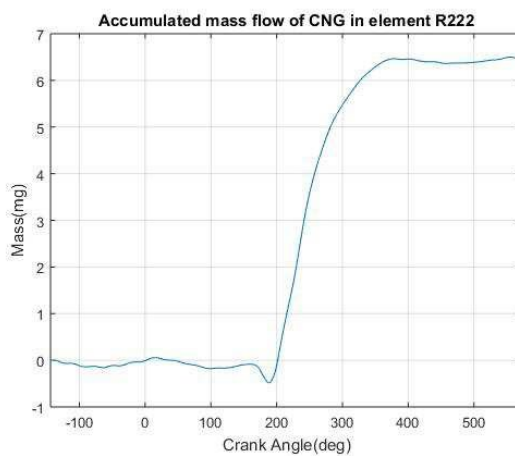


a)

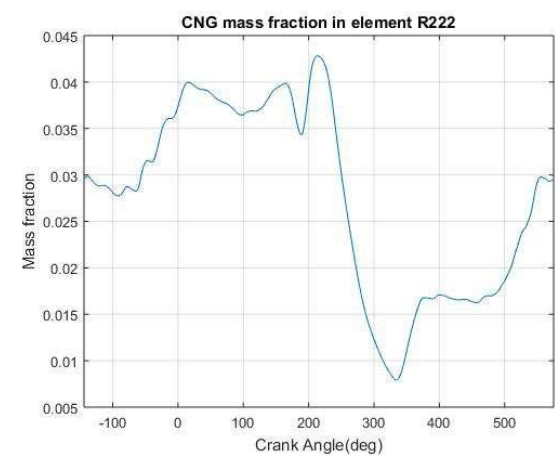


б)

Рисунок 43 – Суммарные массовые расходы (а) и массовые доли КПП (б) в элементе R212

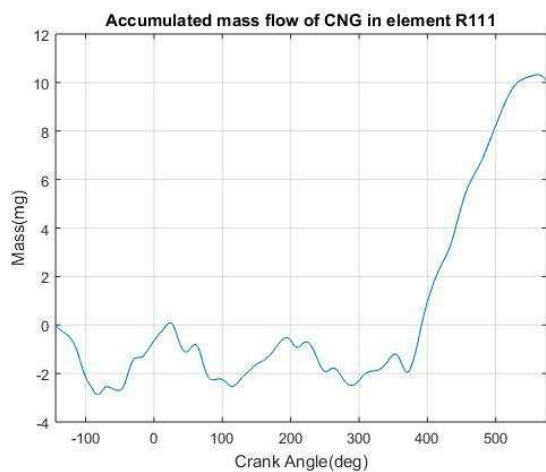


a)

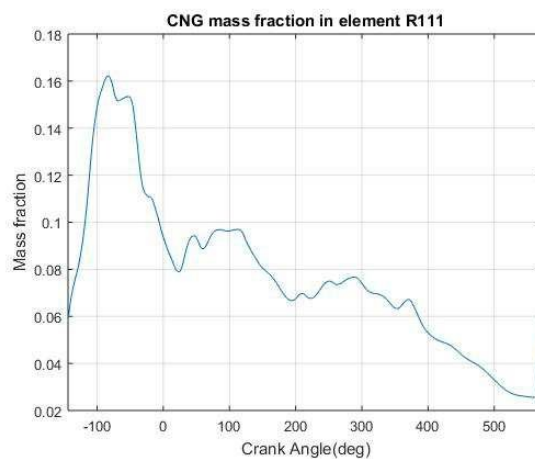


б)

Рисунок 44 – Суммарные массовые расходы (а) и массовые доли КПП (б) в элементе R222

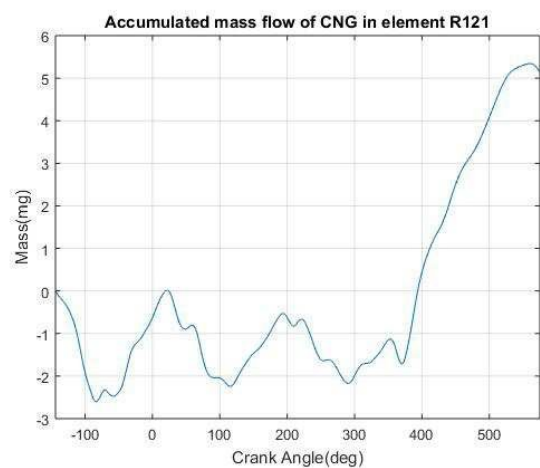


а)

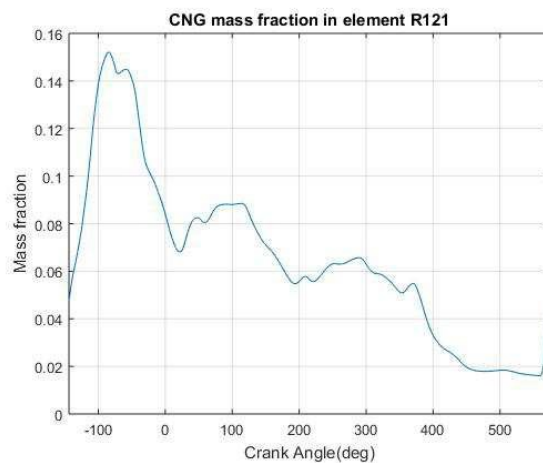


б)

Рисунок 45 – Суммарные массовые расходы (а) и массовые доли КПГ (б) в элементе R111

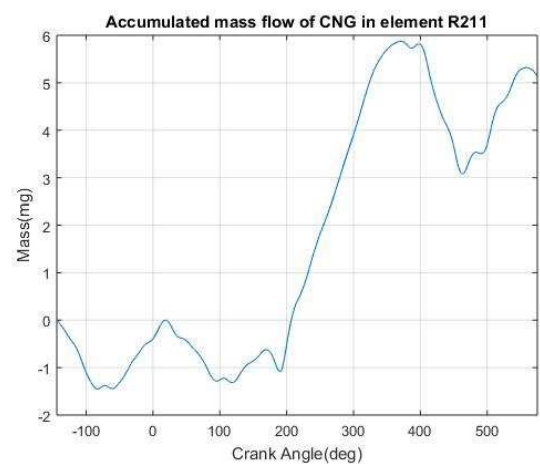


а)

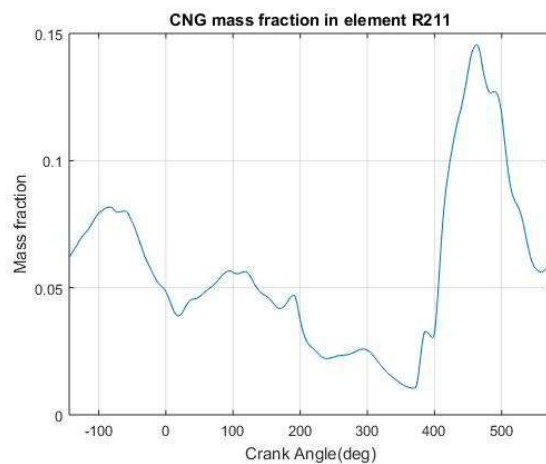


б)

Рисунок 46 – Суммарные массовые расходы (а) и массовые доли КПГ (б) в элементе R121

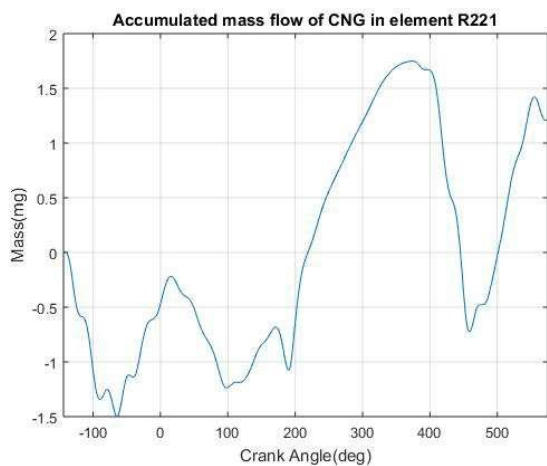


а)

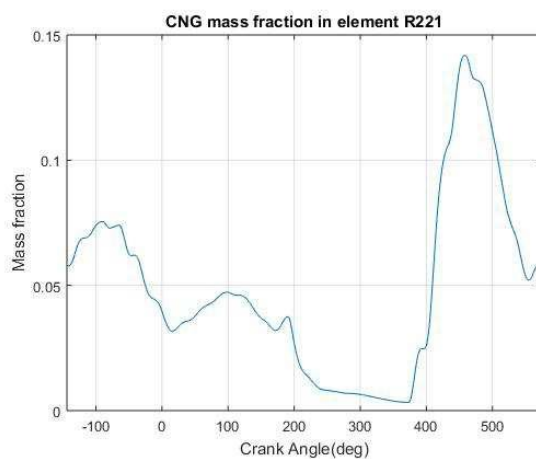


б)

Рисунок 47 – Суммарные массовые расходы (а) и массовые доли КПГ (б) в элементе R211

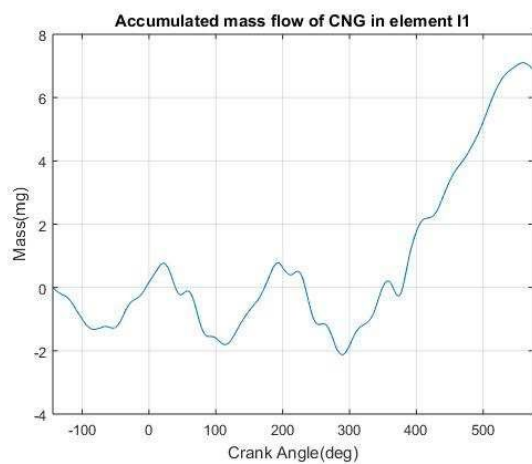


а)

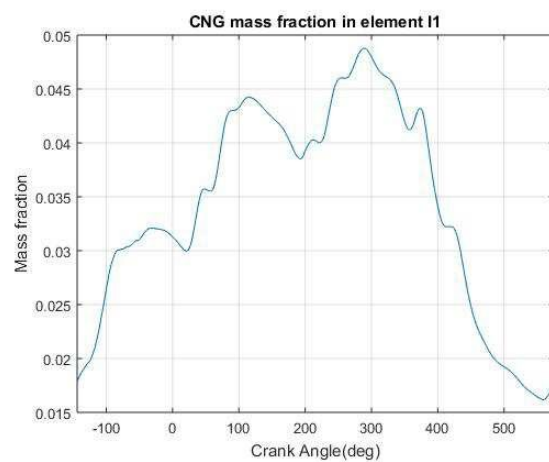


б)

Рисунок 48 – Суммарные массовые расходы (а) и массовые доли КПГ (б) в элементе R221

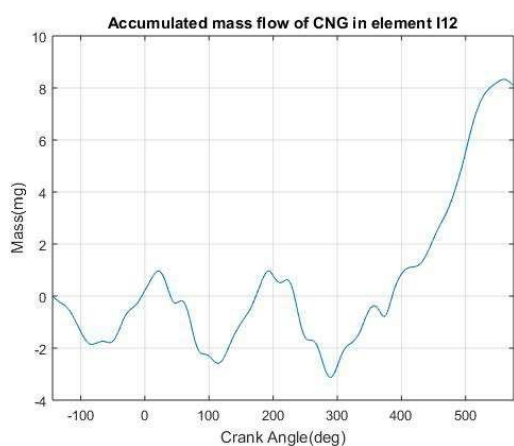


а)

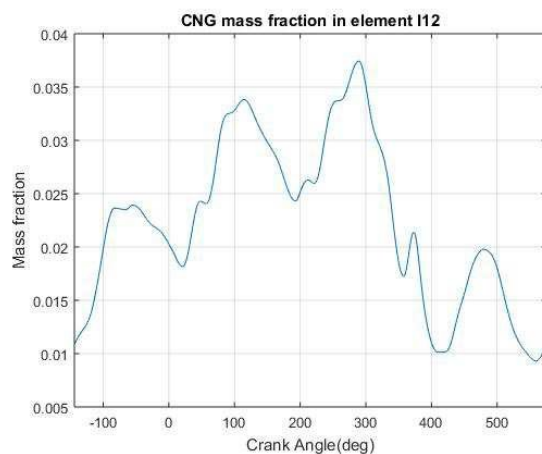


б)

Рисунок 49 – Суммарные массовые расходы (а) и массовые доли КПГ (б) в элементе I1



а)



б)

Рисунок 50 – Суммарные массовые расходы (а) и массовые доли КПГ (б) в элементе I12

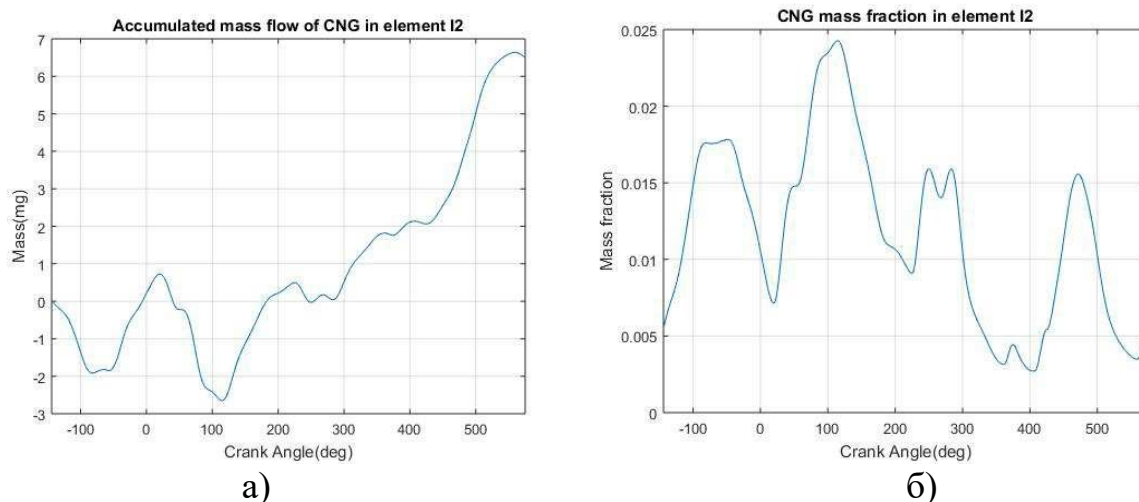


Рисунок 51 – Суммарные массовые расходы (а) и массовые доли КПГ (б) в элементе I2

На рисунке 35 первоначально демонстрируются сегменты, ассоциированные с компонентами, которые напрямую соединены с каждым из клапанов [83].

Таким образом, анализируя массовые потоки, можно рассматривать их как индикаторы массовой производительности при открытии соответствующих клапанов, что демонстрируют данные графики захваченных клапанами масс. Эти данные указывают на различия в поглощении массы различными клапанами: в то время как клапаны, подключенные к системам R122 и R212 (определенные как "внутренние"), демонстрируют схожие объемы захваченного топлива, "внешние" клапаны выделяются своей высокой вместимостью. Из анализа диаграммы массовых долей (рисунки 41-44) следует, что все изученные элементы аккумулируют топливо в течение циклического процесса до момента открытия связанных клапанов, причем каждый из них действует в соответствии с общей динамикой массовых потоков, но с различной эффективностью.

На рисунках 45-48 представлены сегменты, ассоциированные с компонентами, которые обеспечивают соединение общего пространства впускного коллектора и компонента, в который происходит инжектирование КПГ. Аналогично данным, изложенным на диаграммах на рисунки 41-44,

анализ накопленных массовых потоков демонстрирует, что значения в канале, примыкающем к внешнему впускному клапану первого цилиндра, существенно возрастают при их открытии. Однако, так же, как и в исследовании взаимодействий между различными компонентами, в остальных трех компонентах не должно наблюдаться уменьшения накопленной массы. Это обусловлено методом расчета массового расхода топлива, когда для получения более точной картины умножается общий массовый расход на процентное содержание топлива [84]. В этом контексте массовые доли служат инструментом для детального анализа, выявляя одинаковые значения массовых долей, приблизительно 0,155, в четырех компонентах, что наблюдается в момент следующего цикла после закрытия клапанов, но уменьшается с их последующим открытием до достижения минимального уровня массовых долей топлива. Исходя из сопоставления данных по элементам R112, R122, R212 и R222, выводится, что если в элементе R111 топливо направляется к цилиндру, то в R221 оно в основном перемещается наружу через рабочее колесо. Это может быть результатом повышенного давления нагнетания в направлении к выходу из рабочего колеса, вызванного расположением отверстий впускных клапанов в цилиндрах 3 и 4 ближе к этим клапанам.

Для завершения этой гипотезы графики на рисунках с 49 по 51 могут идеально определить это поведение. Они показывают графики элементов I1, I12 и I2, которые являются элементами, моделирующими части объема между клапанами, и поэтому могут показывать потоки массы топлива, которые перемещаются от одного клапана к другому. Накопленные массовые потоки показывают, что топливо удаляется только от середины впускного коллектора, что объясняет, почему элемент, находящийся дальше от этой точки, поглощает больше массы топлива. Об этом свидетельствуют массовые доли топлива, которые заметно выше по мере меньшей близости к средним. Видно, что массовая доля уменьшается только во время впуска цилиндра 2 в элемент I2, который расположен между двумя клапанами цилиндра 2. С

другой стороны, массовые доли элементов H и H_2 преимущественно увеличиваются, т.е. топливо накапливается, пока не достигнуто максимального значения непосредственно перед тем, как впускные клапаны цилиндра 1 начнут открываться.

Выводы по главе 4

Можно сделать вывод, что разница в массе КПП, захваченной каждым цилиндром, является следствием массовых потоков, которые происходят во время цикла. В начале процесса эти потоки эффективно выдавливают часть позднее впрыскиваемого топлива из камеры сгорания, особенно после того, как соседние клапаны закрываются, с заметно большей интенсивностью в камерах сгорания, находящихся ближе к центру впускного тракта, в то время как оставшееся топливо концентрируется возле клапанов. Затем происходит перемещение топлива в сторону от центральной точки впускного тракта. В результате, к моменту открытия клапанов каждого цилиндра, те, что расположены дальше от центральной точки, в частности первый и четвертый цилиндры, успевают захватить больший объем топлива за цикл, по сравнению с их контрапартами.

Заключение

Основные выводы этого исследования сгруппированы в следующих пунктах:

- Применение компьютерного моделирования в разработке двигателей внутреннего сгорания предоставляет значительные преимущества перед физическими испытаниями. Это включает в себя расширенные возможности анализа получаемых данных, способствующие совершенствованию проектирования и технологии двигателей. Тем не менее, в рамках данного проекта были выявлены определенные ограничения моделирования, оказавшие влияние на достоверность искомых показателей. В результате, для уточнения некоторых параметров, например, динамики топливных потоков во впускном тракте, пришлось использовать альтернативные методы анализа.
- Анализ данных выявил, что ключевым элементом, влияющим на диспаратность характеристик цилиндров в двухтопливных моторах, стал временной интервал впрыска сжатого природного газа (КПГ). Отсроченный впрыск КПГ увеличивает неоднородность в работе цилиндров за счёт того, что определённый объем КПГ не успевает подаваться в цилиндр в нужный такт работы двигателя. Таким образом, для обеспечения равномерной работы цилиндров и повышения общих показателей двигателя необходима корректировка на более раннее внедрение КПГ или адаптация альтернативного механизма инжекции.
- Работа двигателя на высоких оборотах и продолжительные периоды инжекции КПГ способствуют возникновению отклонений в равномерности воспламенения топлива по разным цилиндрам, хотя и в ограниченной степени. Изменение частоты вращения коленчатого вала не представляется возможным, учитывая необходимость поддержания двигателя в активном состоянии на протяжении установленного

времени. Тем не менее, возможно уменьшение времени инъекции, что достигается за счет увеличения давления при впрыске КППГ.

- Неравномерное распределение КППГ внутри впускного коллектора обусловлено тем, что определенное количество КППГ не удерживается в течение его рабочего цикла, что объясняет наблюдаемые различия в количестве топлива, поглощаемом каждым из цилиндров. В отсутствие более точных исследований для глубокого анализа, можно утверждать, что эти колебания в основном связаны с различиями в массовых потоках КППГ в двух половинах впускного коллектора, причём эти расходы представляют собой симметричные показатели при угловом смещении в 360 градусов по кривошипно-шатунному механизму. Аналитические данные показывают, что часть КППГ, направляемого к центральной части впускного коллектора, перемещается к более отдаленным каналам, за счет чего первый и четвертый цилиндры захватывают больше КППГ, чем предполагалось, тем самым оставляя второй и третий цилиндры с меньшим объемом топлива. Для решения проблемы неравномерного распределения КППГ могут быть применены стратегии впрыска, предусматривающие увеличение объема топлива для второго и третьего рабочих цилиндров.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. A. Saerens, J. Vandersteen, T. Persoons, J. Swevers, M. Diehl, E. Van den Bulck, Minimization of the fuel consumption of a gasoline engine using dynamic optimization, *Applied Energy*, Volume 86, Issue 9, September 2009, Pages 1582- 1588, ISSN 0306-2619, DOI: 10.1016/j.apenergy.2008.12.022.
2. A. Delorme, A. Rousseau, P. Sharer, S. Pagerit, and T. Wallner, “Evolution of hydrogen fueled vehicles compared to conventional vehicles from 2010 to 2045,” 2009.
3. A. Welch, D. Mumford, S. Munshi, J. Holbery, B. Boyer, M. Younkins, and H. Jung, *Challenges in Developing Hydrogen Direct Injection Technology for Internal Combustion Engines*. 2008.
4. Abdel- Rahman, A.A., On the emissions from internal combustion engines: A review. *International Journal of Energy Research* volume 22 (1998), 483-513
5. Arteconi, A., et al., (2010), "Life-cycle greenhouse gas analysis of LNG as a heavy vehicle fuel in Europe", *Appl. Energy*, Vol.87 (6), pp. 2005-2013.
6. Khandelwal, A. Karakurt, P. R. Sekaran, V. Sethi, and R. Singh, “Hydrogen powered aircraft : The future of air transport,” *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 60, pp. 45–59, 2013.
7. L. Salvi and K. A. Subramanian, “Experimental investigation on effects of compression ratio and exhaust gas recirculation on backfire, performance and emission characteristics in a hydrogen fuelled spark ignition engine,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 41, no. 13, pp. 5842–5855, 2016.
8. Baltusis, P. 2004; On-board vehicle diagnostics. Convergence Transportation Electronics Association, Paper 2004-21-0009
9. Barone, Stefano. *Statistics-Driven Development of OBD Systems; An Overview*, *Quality and Reliability Engineering International*, 2006, vol 22, 615-628

10. Bishop, G.A. and Stedman, D.H. 1996; Measuring the emissions of passing cars. *Accounts of chemical research*, Volume 29, Number 10: pp 489-495.
11. Bishop, G.A., Stedman, D.H., De La Garza Castro, J., and Davalos, F.J. 1997; On- road remote sensing of vehicle emissions in Mexico; *Environmental Science and Technology* 31: pp 3505–3510.
12. Bradley, K.S., Brooks, K.B., Hubbard, L.K., Popp, P.J. and Stedman, D.H. 2000; Motor-vehicle fleet emissions by OP-FTIR. *Environmental Science and Technology* 34: pp 897-899.
13. Brian Vad Mathiesen, Henrik Lund, Kenneth Karlsson, 100% Renewable energy systems, climate mitigation and economic growth, *Applied Energy*, In Press, Corrected Proof, Available online 31 March 2010, ISSN 0306-2619, DOI: 10.1016/j.apenergy.2010.03.001.
14. M. White, R. R. Steeper, and A. E. Lutz, “The hydrogen-fueled internal combustion engine: a technical review,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 31, no. 10, pp. 1292–1305, 2006. [23] B. Lewis and G. Von Elbe, *Combustion, flames, and explosions of gases*. New York: Academic Press, 2d ed. ed., 1961.
15. Council directive of 20 March 1970 on the approximation of the laws of the Member States on measures to be taken against air pollution by emissions from motor vehicles (2004), European Union.
16. K. Srivastava, A. K. Agarwal, A. Datta, and R. K. Maurya, *Advances in internal combustion engine research*. Singapore: Springer, 2017.
17. D. Kabat and J. Heffel, “Durability implications of neat hydrogen under sonic flow conditions on pulse-width modulated injectors,” *International Journal of Hydrogen Energy - INT J HYDROGEN ENERG*, vol. 27, pp. 1093– 1102, 2002.
18. D. R. Pearl, “O-ring seals in the design of hydraulic mechanisms,” *SAE Technical Paper*, vol. 470247, p. 10, 1947.

19. Directive 98/69/EC of The European Parliament and of the council of 13 October 1998, Relating to measures to be taken against pollution by emission from motor vehicles and amending Council Directive 70/220/EEC
20. Peeters, “Literature Study: The Challenges of a Hydrogen Internal Combustion Engine ,” Master’s thesis, Delft University of Technology, 2021.
21. Zhao, T. N. Asmus, D. N. Assanis, J. E. Dec, J. A. Eng, and P. M. Najt, “Homogeneous charge compression ignition (hcci) engines,” 2003.
22. Fuller, G., 2006; London Air Quality 2004; London Air Quality Network Report 12; Environmental Research Group, London, UK.
23. L. Yip, A. Srna, A. C. Y. Yuen, S. Kook, R. A. Taylor, G. H. Yeoh, P. R. Medwell, and Q. N. Chan, “A review of hydrogen direct injection for internal combustion engines: Towards carbon-free combustion,” *Applied Sciences*, vol. 9, no. 22, p. 4842, 2019.
24. Li and G. A. Karim, “Knock in spark ignition hydrogen engines,” *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 29, no. 8, pp. 859–865, 2004.
25. H. Osamura and N. Abe, *Development of New Iridium Alloy for Spark Plug Electrodes*, vol. 108. 1999.
26. Hao Cai, Shaodong Xie, “Estimation of vehicular emission inventories in China from 1980 to 2005”, *Atmospheric Environment*, Volume 41, Issue 39, December 2007, Pages 8963-8979
27. Harrison, R.M., Tilling, R., Callen Romero, M.S., Harrad, S. and Jarvis, K. 2003; A study of trace metals and polycyclic aromatic hydrocarbons in the roadside environment. *Atmospheric Environment* 37 (17): pp 2391-2402.
28. Hausberger, S; Rodler, J; Sturm, P; and Rexeis, M. 2003. Emission factors for heavy duty vehicles and validation by tunnel measurements. *Atmospheric Environment* 37: pp5237-5245.
29. Haydar, F. and Padiaditi, K. 2010. Evaluation of the environmental impact assessment system in Syria. *Environmental Impact Assessment Review*, 30(6), pp.363-370.

30. Heywood, John B., Internal combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill International Editions -1988
31. Topinka, M. D. Gerty, J. Heywood, and J. Keck, “Knock behavior of a lean-burn, h₂ and co enhanced, si gasoline engine concept,” SAE Technical Papers, 2004.
32. W. Heffel, “Nox emission and performance data for a hydrogen fueled internal combustion engine at 1500rpm using exhaust gas recirculation,” International Journal of Hydrogen Energy, vol. 28, no. 8, pp. 901–908, 2003.
33. J. W. Heffel, “Nox emission reduction in a hydrogen fueled internal combustion engine at 3000 rpm using exhaust gas recirculation,” International Journal of Hydrogen Energy, vol. 28, no. 11, pp. 1285–1292, 2003.
34. J. Wang, Z. Huang, Y. Fang, B. Liu, K. Zeng, H. Miao, and D. Jiang, “Combustion behaviors of a direct-injection engine operating on various fractions of natural gas–hydrogen blends,” International Journal of Hydrogen Energy, vol. 32, no. 15, pp. 3555–3564, 2007.
35. Jimenez, J.L., Koplrow, M.D., Nelson, D.D., Zahniser, M.S. and Schmidt, S.E. 1999; Characterisation of on-road vehicle NO emissions by a TILDAS sensor. Journal of the Air and Waste Management Association 49: pp463-470
36. Alvine, V. Shutthanandan, W. Bennett, C. Bonham, D. Skorski, S. Pitman, M. Dahl, and C. Henager, “High-pressure hydrogen materials compatibility of piezoelectric films,” Applied Physics Letters, vol. 97, pp. 221911– 221911, 2010.
37. K. Yamane, M. Nogami, Y. Umemura, M. Oikawa, Y. Sato, and Y. Goto, “Development of high pressure h₂ gas injectors, capable of injection at large injection rate and high response using a common-rail type actuating system for a 4-cylinder, 4.7-liter total displacement, spark ignition hydrogen engine,” SAE Technical Papers, 2011.
38. Das, “Fuel induction techniques for a hydrogen operated engine,” International Journal of Hydrogen Energy, vol. 15, pp. 833–842, 1990.

39. L. Hosking, "Literature Study: A Flying Test Bed for Sustainable Aviation: Alternative Fuel-powered Aircraft ," Master's thesis, Delft University of Technology, 2020.
40. L. M. Das, "Near-term introduction of hydrogen engines for automotive and agricultural application," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 27, no. 5, pp. 479–487, 2002.
41. Lindfeldt, E.G., et al., (2010), "Strategies for a road transport system based on renewable resources – The case of an import-independent Sweden in 2025", *Appl. Energy*, Vol.87 (6), pp. 1836-1845.
42. Ludykar et al., Cold start emissions at + 22, -7 and -20 C ambient temperatures from a three-way catalyst (TWC) car: regulated and unregulated exhaust components, *the Science of the Total Environment* 235 (1999) 65-69
43. Ludykar et al., Cold start emissions at + 22, -7 and -20 C ambient temperatures from a three-way catalyst (TWC) car: regulated and unregulated exhaust components, *the Science of the Total Environment* 235 (1999) 65-69
44. R. Sadiq Al-Baghdadi, "Effect of compression ratio, equivalence ratio and engine speed on the performance and emission characteristics of a spark ignition engine using hydrogen as a fuel," *Renewable Energy*, vol. 29, no. 15, pp. 2245–2260, 2004.
45. M. Berckmuller and H. Rottengruber, "Potentials of a charged si-hydrogen engine," *Proceedings of the International Hydrogen Energy Forum*; 2004 May 25-28; Beijing, China, pp. 59–67, 2004.
46. M. Christensen and B. Johansson, "Influence of mixture quality on homogeneous charge compression ignition," *SAE transactions*, pp. 951–963, 1998.
47. M. Christensen, B. Johansson, and P. Einewall, "Homogeneous charge compression ignition (hcci) using isooctane, ethanol and natural gas-a comparison with spark ignition operation," *SAE transactions*, pp. 1104– 1114, 1997.

48. McGahan, Paul., PM, Estimation of On-Road Vehicle Fuel Consumption and Emissions using Analysis of OBD Signals, 4th Year Mechanical Engineering Project, BEng, 07/04/2006.
49. Moosmuller, H., Mazzoleni, C., Barber, P.W., Kuhns, H.D., Keislar, R.E. and Watson, J.G. 2003; On-road measurement of automotive particulate emissions by ultraviolet lidar and transmissometer: Instrument. *Environmental Science and Technology* 37: pp4971-4978.
50. Myung et al. Experimental investigation of the effect of thin-wall substrates and spark timing on total hydrocarbon emissions during cold-start for super-ultra low-emission application, *Journal of Automobile Engineering*, Vol 218, Part D (2004)
51. Ou, X., Yan, X., Zhang, X. and Liu, Z. 2012. Life-cycle analysis on energy consumption and GHG emission intensities of alternative vehicle fuels in China. *Applied Energy*, 90(1), pp.218-224.
52. G. Aleiferis and M. F. Rosati, "Controlled autoignition of hydrogen in a direct-injection optical engine," *Combustion and Flame*, vol. 159, no. 7, pp. 2500–2515, 2012.
53. Huyskens, S. Oost, P. J. Goemaere, K. Bertels, and M. Pecqueur, "The technical implementation of a retrofit hydrogen pfi system on a passenger car," *SAE Technical Papers*, 2011.
54. M. Najt and D. E. Foster, "Compression-ignited homogeneous charge combustion," *SAE Transactions*, pp. 964– 979, 1983.
55. P. Talebizadeh Sardari, M. Babaie, R. Brown, H. Rahimzadeh, Z. Ristovski, and M. Arai, "The role of non-thermal plasma technique in nox treatment: A review," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 40, pp. 886–901, 2014.
56. Pang et al., Review of engine cooling technologies for modern engines. *Journal of automotive engineering*, Vol 218, Part D (2004)
57. Pierson et al. C, Comparison of the SCAQS tunnel study with other on-road emissions data. *Journal of Air Waste Management Association* 40, 1495-1504

58. Pokharel, S.S., Bishop, G.A. and Stedman, D.H. 2002; An on-road motor vehicle emissions inventory for Denver: An efficient alternative to modeling. *Atmospheric Environment* 36: pp5177–5184.
59. H. Stanglmaier and C. E. Roberts, “Homogeneous charge compression ignition (hcci): Benefits, compromises, and future engine applications,” *SAE Transactions*, vol. 108, pp. 2138–2145, 1999.
60. J. Natkin, A. R. Denlinger, M. Younkins, A. Z. Weimer, S. Hashemi, and A. T. Vaught, “Ford 6.8l hydrogen ic engine for the e-450 shuttle van,” *SAE Technical Papers*, 2007.
61. R.J. North “Assessment of real-world pollutant emissions from a light duty diesel vehicle”. PhD Thesis, University of London, 2006.
62. Rabl, A. and de Nazelle, A., (2012), "Benefits of shift from car to active transport", *Transp.Policy*, Vol.19 (1), pp. 121-131.
63. Verhelst and T. Wallner, “Hydrogen-fueled internal combustion engines,” *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 35, no. 6, pp. 490–527, 2009.
64. S. Verhelst, Sierens, and S. Verstraeten, “A critical review of experimental research on hydrogen fueled si engines,” *SAE Technical Papers*, 2006.
65. Sharad, G. (2012), "Impacts of traffic-flows on vehicular-exhaust emissions at traffic junctions", *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, Vol.17 (1), pp. 21-27.
66. Shi, J.P., Harrison, R.M., Evans, D.E., Alam, A., Barnes, C. and Carter, G. 2002; A method for measuring particle number emissions from vehicles driving on the road. *Environmental Technology*, Volume 23, Number 1: pp 1-14
67. Smit, R., et al., (2010), "Validation of road vehicle and traffic emission models - A review and meta-analysis", *Atmos.EnvIRON*, Vol.44 (25), pp. 2943-2953.
68. Stephens, R.D., Giles, M., McAlinden, K., Gorse, R.A., Hoffman, D. and James, R. 1997; An analysis of Michigan and California CO remote sensing measurements. *Journal of the Air and Waste Management Association* 47: pp 601-607.

69. Sturm et al. Determination of Traffic emissions – intercomparison of different calculation methods, *the science of the total environment*, 189/190 (1996) 187-196
70. Su, J., et al., (2011), "Non-methane volatile organic compound emission inventories in Beijing during Olympic Games 2008", *Atmos. Environ.*, Vol.45 (39), pp. 7046-7052.
71. Ullman, "Investigation of the effects of fuel composition on heavy-duty diesel engine emissions," SAE International, 1989.
72. Dhyani and K. A. Subramanian, "Fundamental characterization of backfire in a hydrogen fuelled spark ignition engine using cfd and experiments," *International Journal of Hydrogen Energy*, vol. 44, no. 60, pp. 32254–32270, 2019.
73. Frijters, "A Flying Test Bed for Sustainable Aviation - Hydrogen Propulsion ," Master's thesis, Delft University of Technology, 2020.
74. Pulkrabek, *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. New Jersey: Prentice Hall, 1997.
75. W. Stockhausen, R. Natkin, D. Kabat, L. Reams, X. Tang, S. Hashemi, S. Szwabowski, and V. Zanardelli, "Ford p2000 hydrogen engine design and vehicle development program," SAE Technical Papers, 2002.
76. Wang, H., et al., (2010), "Trends in vehicular emissions in China's mega cities from 1995 to 2005", *Environmental Pollution*, Vol.158 (2), pp. 394-400.
77. Wang, Q., H. Huo, K. He, Z. Yao and Q. Zhang, "Characterization of vehicle driving patterns and development of driving cycles in Chinese cities", *Transportation Research Part D: Transport and Environment*, 13, 289-297, 2008.
78. Wenzel, T. 2003; Use of Remote Sensing measurements to evaluate vehicle emission monitoring programs: results from Phoenix, Arizona. *Environmental Science and Policy* Volume 6, Issue 2: pp 153-166.

79. Wenzel, T., Singer, B.C. and Slott, R., 2000; Some issues in the statistical analysis of vehicle emissions. *Journal of Transportation Statistics*, September 2000. pp 1-14.
80. Wielenmann et al., Regulated and unregulated diesel and cold start emissions at different temperatures, *Atmospheric Environment*, vol 39 (2005), 2433-2441)
81. Tang, D. M. Kabat, R. J. Natkin, W. F. Stockhausen, and J. Heffel, “Ford p2000 hydrogen engine dynamometer development,” *SAE Technical Papers*, 2002.
82. Saboohi, H. Farzaneh, Model for developing an eco-driving strategy of a passenger vehicle based on the least fuel consumption, *Applied Energy*, Volume 86, Issue 10, October 2009, Pages 1925-1932, ISSN 0306-2619, DOI: 10.1016/j.apenergy.2008.12.017.)
83. Younglove, T., Scora G. and Barth M. 2005; Designing on-road vehicle test programs for the development of effective vehicle emission models. *Transportation Research Record No. 1941*, Transportation Research Board of the National Academies, Washington, D.C., 2005, pp 51-59.
84. Huang, J. Wang, B. Liu, K. Zeng, J. Yu, and D. Jiang, “Combustion characteristics of a direct-injection engine fueled with natural gas–hydrogen blends under different ignition timings,” *Fuel*, vol. 86, no. 3, pp. 381–387, 2007.