

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)

13.03.03 Энергетическое машиностроение

(код и наименование направления подготовки)

«Альтернативные источники энергии транспортных средств»

(направленность (профиль))

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА)

на тему Двухтопливный двигатель с непосредственным впрыском компримированного природного газа

Обучающийся

Н.С. Черняева

(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

к.т.н., доцент, В.В. Смоленский

(ученая степень, ученое звание, Инициалы Фамилия)

Тольятти 2024

Аннотация

КПГ в настоящее время сохраняет растущий интерес как фактическая альтернатива традиционному топливу для двигателей с искровым зажиганием благодаря его высокому потенциалу снижения выбросов двигателя. Растущая тяга к эксплуатации природного газа на транспорте фактически вызвана еще более строгими нормами выбросов, которые вводятся в глобальную ситуацию.

Цель бакалаврского проекта заключается в анализе потенциала использования технологии прямого впрыска топлива в цилиндры поршневых двигателей внутреннего сгорания с целью повышения их эффективности.

В данной бакалаврской работе изложены итоги разработки газового двигателя с непосредственным впрыском с воспламенением от свечи зажигания. Композиция работы охватывает теоретическое обоснование в пояснительной записке и визуализацию проектных решений, представленных в графических материалах.

Пояснительная записка состоит из аннотации, введения, 4 разделов, заключения с основными результатами и выводами, содержит 25 рисунка, 20 таблиц, списка использованных источников (61 источник). Основной текст изложен на 68 страницах.

Графический раздел проекта включает в себя восемь листов размером А1, которые визуалью отображают сведения, изложенные в пояснительной записке.

Abstract

CNG currently retains growing interest as a viable alternative to traditional spark ignition engine fuels due to its high potential for reducing engine emissions. The growing appetite for natural gas in transportation is actually driven by ever more stringent emissions regulations being introduced globally.

The aim of the bachelor's project is to analyze the potential of using direct fuel injection technology into the cylinders of piston internal combustion engines in order to improve their efficiency.

This bachelor's thesis presents the results of the development of a gas engine with direct injection and spark plug ignition. The composition of the work covers theoretical justification in an explanatory note and visualization of design solutions presented in graphic materials.

The explanatory note consists of an abstract, an introduction, 4 sections, a conclusion with the main results and conclusions, contains 25 figures, 20 tables, a list of sources used (61 sources). The main text is presented on 69 pages.

The graphic section of the project includes eight sheets of A1 size, which visually display the information contained in the explanatory note.

Содержание

Введение.....	5
1 Прямой впрыск газа, его характеристики и потенциал	8
1.1 Обзор систем впрыска компримированного природного газа в двигатели с искровым воспламенением	8
1.2 Характеристики сгорания двигателей, работающих на сжатом природном газе с искровым зажиганием	12
2 Тепловой расчет проектируемого двигателя	29
2.1 Тепловой расчет при работе на бензине подаваемого на впускной клапан.....	30
2.2 Тепловой расчет при работе на сжатом природном газе, подаваемом в цилиндр двигателя при стехиометрическом составе смеси.....	32
2.3 Тепловой расчет при работе на сжатом природном газе, подаваемом в цилиндр двигателя при бедном составе смеси для работы с расслоением ТВС	34
3 Кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	37
3.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	37
3.2 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя	38
4 Моделирование токсичности при работе на бензине и впрыске на клапан и при работе на природном газе и впрыске непосредственно в цилиндр двигателя	44
4.1 Моделирование токсичности при работе на бензине и впрыске на клапан	44
4.2 Моделирование токсичности при работе на природном газе и впрыске непосредственно в цилиндр двигателя	52
Заключение	61
Список используемых источников	63

Введение

Современная транспортная отрасль в подавляющем большинстве, на протяжении более 98%, опирается на нефтяное сырье, доставляющее в арсенал бензин, дизель и топливо для авиации. Меняя вектор взглядов, природный газ возникает как значимый кандидат на роль альтернативного источника энергии, благодаря его превосходной гидрокарбонной эффективности и впечатляющем октановом числе по исследовательским параметрам. Смена основы топлива с дизеля или бензина, чьи показатели отношения водорода к углероду варьируются в пределах 1,8–2,2, на природный газ с коэффициентом 4, поощряет восприятие последнего как экологически чистой альтернативы. В контексте глобального потепления, влияние природного газа, сравниваемое с нефтью, уменьшает выбросы углерода в два раза при производстве идентичного объема энергии, в свете чего акцент на его использовании усиливается в ответ на ужесточающиеся экологические стандарты по выбросам моторных транспортных средств.

На сегодняшний день приблизительно 23% всего мирового потребления первичных энергетических ресурсов приходится на природный газ. Это означает, что природный газ занимает ключевую позицию в мировом энергетическом балансе. Сообщения о выявлении новых запасов традиционного газа, а также постоянное усовершенствование технологий добычи и переработки укрепляют позиции газа как важного элемента в структуре глобальных энергетических ресурсов, предполагая его доступность на примерно 240 лет при сохранении нынешнего уровня потребления. В Европе, например, стоимость природного газа остается существенно ниже (на 45%) по сравнению с нефтью, что, вкупе с достаточной разработанностью технологий газомоторного топлива, подчеркивает экономическую привлекательность газа как энергоносителя. Безусловно, данное положение дел сулит природному газу значительную роль в эволюции мировой

энергетической системы, ориентированной на сокращение парниковых эмиссий и обеспечение надежности энергоснабжения.

Трансформация природного газа в форму сжатого природного газа (СПГ) достигается путем его компрессии до объема, составляющего менее одного процента от исходного при нормальных атмосферных условиях. Для хранения СПГ используются специализированные цилиндрические контейнеры, рассчитанные выдерживать давление в диапазоне 200–250 атмосфер. СПГ демонстрирует ряд уникальных характеристик, например, ограниченный диапазон концентраций, при которых возможно воспламенение (составляет 4,3% до 15,2% в воздушной среде), повышенную температуру самовозгорания, достигающую 540°C, и значительно низжайшую плотность по сравнению с жидкими топливами, что существенно повышает его безопасность в сравнении с бензином или дизельным топливом. Кроме того, контейнеры для СПГ, имеющие высокий коэффициент запаса прочности, который превышает 2, являются более надежными с точки зрения безопасности, чем традиционные емкости для хранения жидких видов топлива.

Система подачи топлива для двигателей, работающих на сжиженном природном газе (СПГ), имеет уникальные отличия по сравнению с традиционными бензиновыми и дизельными агрегатами из-за газообразной стадии СПГ в условиях стандартной температуры и давления.

Эффективность работы двигателей на сжиженном природном газе (СПГ) определяется методом впрыска топлива, а именно: моно-впрыск, би-впрыск и смешанное топливное впрыскивание. Газовые двигатели классифицируются в зависимости от способа подачи топлива на:

- Двигатели, адаптированные исключительно под сжатый природный газ (монопаливные), оснащены системой искрового зажигания. Они характеризуются повышенной степенью сжатия, что обусловлено более высоким октановым числом газа по сравнению с традиционным бензином.

- Двигатели с возможностью работы на двух видах топлива, включая как бензин, так и сжатый природный газ (СПГ), обеспечивают возможность выбора режима сгорания через специальный переключатель, размещенный на приборной панели автомобиля. Такие агрегаты часто являются адаптированными бензиновыми двигателями, которые были модифицированы для эффективного использования сжатого природного газа как альтернативного топлива.
- Двигатели с двойным топливным циклом, базирующиеся на технологии дизелей с компрессионным воспламенением, обладают способностью функционировать на чистом дизельном топливе или на комбинации сжиженного природного газа (СПГ) и дизеля. В таких агрегатах процесс воспламенения инициируется за счет небольшого количества дизельного топлива, которое впрыскивается в смесь СПГ и воздуха, предварительно сжатую в цилиндре.

1 Прямой впрыск газа, его характеристики и потенциал

1.1 Обзор систем впрыска сжатого природного газа в двигатели с искровым воспламенением

Особенности конструкции и механизма работы двигателей, использующих сжиженный природный газ в качестве топлива.

Сжатый природный газ (СПГ) обладает октановым числом между 120 и 130, превосходя бензин по способности противостоять детонации. Благодаря этому качеству, двигатели, адаптированные для работы на СПГ, могут функционировать при степени сжатия до 16:1 без риска детонации, тем самым достигая теплового коэффициента полезного действия (КПД) около 35%. Это на 10% выше, чем у аналогов на бензине. Плюс ко всему, СПГ как газообразное топливо не требует дополнительного времени для распыления и перехода в газообразное состояние, поскольку уже находится в таком агрегатном состоянии. Это способствует более эффективному формированию топливо-воздушной смеси и улучшению процесса сгорания топлива. В контексте сравнения работоспособности, атмосферные двигатели на СПГ с оптимальным соотношением воздух-топливо демонстрируют на 18-22% снижение удельного расхода топлива при торможении и на 15-20% уменьшение тормозной мощности в сравнении с бензиновыми двигателями. Это объясняется более медленной скоростью сгорания, отсутствием необходимости в испарении топлива и сниженным объемным КПД у двигателей на СПГ.

Относительно характеристик горения, сжатый природный газ (КПГ) характеризуется заметно меньшей скоростью распространения пламени по сравнению с бензином. Это замедление в скорости горения приводит к более длительному процессу сгорания в двигателях, эксплуатирующих КПГ, что простирается на всю фазу расширения.

Увеличенное время горения вкупе с повышенной компрессией приводит к возрастанию температуры отработавших газов у двигателей, использующих сжиженный природный газ (СПГ), по сравнению с традиционными бензиновыми агрегатами на всех уровнях нагрузки. В качестве эффективной меры устранения проблем низкой скорости горения СПГ и сопутствующих ей недостатков выступает дополнение водородом, способствующее ускорению горения. Водород обладает скоростью горения, превосходящей аналогичный показатель сжиженного природного газа в семь раз. Смесь СПГ с водородом (HCNG) способствует повышению эффективности двигателя благодаря сокращению времени горения и увеличению эффективности горения при сохранении постоянного объема.

Использование сжиженного природного газа (СПГ) в качестве топлива для двигателей внутреннего сгорания влечет за собой повышение температуры впускаемого воздуха, обусловленное отсутствием процесса испарения, что повышает пиковую температуру газов в цилиндрах. Это, в свою очередь, увеличивает эмиссию оксидов азота (NO_x) в атмосферу. Также газообразная форма СПГ приводит к его меньшей массовой плотности по сравнению с жидкими топливами, такими как бензин и дизель, что увеличивает его объем в системе подачи и снижает объем доступного кислорода для сгорания. Это снижение объема кислорода влияет на объемный коэффициент полезного действия (КПД) двигателей на СПГ, уменьшая его на порядка 10%. Основной технической задачей при работе с сжатым природным газом также является сложность достижения качественного смешивания топлива с воздухом из-за слабой пенетрации газа, что негативно сказывается на гомогенности топливно-воздушной смеси. Для преодоления этих технических сложностей необходимо проведение дополнительных научно-исследовательских работ и разработок, нацеленных на оптимизацию топливной аппаратуры и стратегий управления двигателями для улучшения процессов смесеобразования, горения и сокращения вредных выбросов.

Экологический аспект двигателей, работающих на сжатом природном газе.

В составе природного газа доминирующим элементом является метан, молекула которого сконструирована из одного центрального атома углерода, окруженного четырьмя атомами водорода. Метан принадлежит к категории алканов, его структура лишена двойных связей между атомами углерода, что обеспечивает его статус экологически чистого источника энергии. Эффективность метана как топлива частично обусловлена итогами его сгорания: диоксид углерода и вода, при этом соотношение атомов водорода к атомам углерода в молекуле играет ключевую роль в формировании уровня эмиссии CO₂. Таким образом, чем выше данное соотношение, тем меньше производится CO₂ при сгорании.

Эмиссия непрогоревших углеводородов (НС) для двигателей на сжиженном природном газе (КПГ) снижена по сравнению с бензиновыми двигателями благодаря отсутствию эффекта увлажнения стенок цилиндров и впускного тракта при использовании КПГ. Оксид углерода (СО), образующийся в результате неидеального сгорания за счет неоптимального смешения топливно-воздушной смеси, представляет собой другой значимый вид выбросов. Вдобавок, в процессе горения углеводородных топлив при высоких температурах (свыше 1300°С) и избытке кислорода формируются оксиды азота (NO_x), являющиеся вредными побочными продуктами.

Количественное содержание вредных веществ таких, как углеводороды (НС), оксид углерода (СО) и оксиды азота (NO_x), четко коррелирует с балансом между воздухом и топливом и качеством процесса сгорания. Повышенные температуры, характерные для стехиометрического сгорания, способствуют увеличению концентрации NO_x. В то время как в двигателях, функционирующих на смеси с высоким уровнем обеднения (избытком воздуха), замедление скорости распространения огня ведет к понижению температуры внутри цилиндров, что, в свою очередь, вызывает увеличение эмиссии НС и СО.

На рисунке 1 демонстрируется динамика процентного соотношения эмиссии загрязняющих веществ, выделяемых при сгорании сжатого природного газа (КПГ), по сравнению с бензином в условиях модификации двигателя при 50% и 80% уровнях дросселирования стехиометрического процесса горения. Регулирование момента искрообразования представляется одной из наиболее эффективных стратегий для уменьшения эмиссии оксидов азота (NO_x) в двигателях на сжатом природном газе. В контексте сокращения выбросов углеводородов (HC) и оксида углерода (CO), сжатый природный газ проявляет себя как значительно более экологически бесперебойный вариант по сравнению с бензином. Двигатели с обогащением топливно-воздушной смеси природным газом или агрегаты, функционирующие на основе сжатого природного газа со стехиометрическим соотношением компонентов, оборудованные системой рециркуляции выхлопных газов и трехкомпонентным каталитическим преобразователем, относятся к технологическим методикам контроля за уровнем эмиссии NO_x.

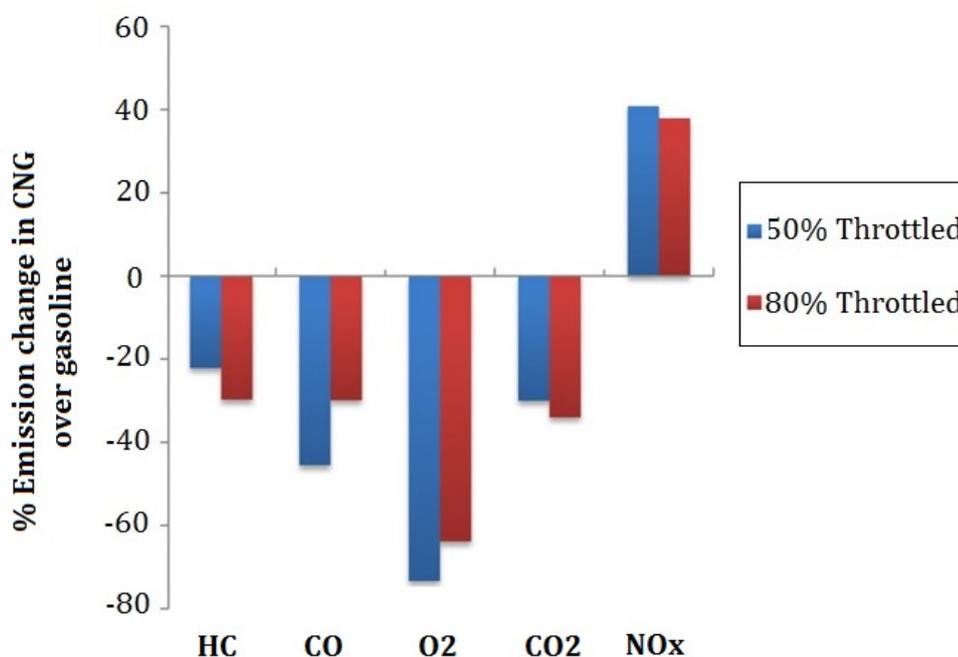


Рисунок 1 – Сравнение эмиссии от модифицированного двигателя при использовании сжиженного нефтяного газа (КПГ) и бензина в процентном соотношении при различных положениях дросселя (50% и 80%) в стехиометричном режиме работы [23].

1.2 Характеристики сгорания двигателей, работающих на сжатом природном газе с искровым зажиганием

Двигатели, работающие на обедненной смеси природного газа.

Стратегия использования обедненной топливно-воздушной смеси представляет собой эффективный подход к уменьшению потребления топлива и уровня выбросов в атмосферу для двигателей с искровым воспламенением. Оптимально настроенный двигатель SI, работающий на обедненном топливе, способен соответствовать экологическим стандартам. Это достигается за счет сокращения количества загрязняющих веществ в выхлопных газах, а также путём повышения эффективности использования топливной энергии, что актуально как для двигателей высокой, так и низкой мощности.

Оптимальное соотношение воздуха к топливу имеет ключевое значение для двигателей на сжатом природном газе, так как оно напрямую влияет на их производительность и объемы эмиссий. Для таких двигателей критические границы этого соотношения устанавливаются с учетом потери мощности при обедненной топливной смеси, увеличения потребления газа при слишком богатой смеси, а также рисков повышенного выброса оксидов азота, риска детонации и избыточного расхода топлива при чрезмерно низком уровне данного соотношения. На графике, представленном на рисунке 2, иллюстрируются границы допустимого разбавления топливовоздушной смеси при разных режимах работы двигателя.

Обедненная топливно-воздушная смесь, находящаяся за пределами оптимального соотношения, способствует замедлению скорости распространения огня и удлиняет время горения. Это приводит к неполным циклам сгорания и случаям, когда зажигание не происходит. В результате, тепловая эффективность двигателя падает из-за повышенной передачи тепловой энергии к стенкам цилиндров. К тому же, замедленное тепловыделение, обусловленное низкой скоростью пламени и его гашением,

вызывает нестабильность процесса сгорания и колебания работы от цикла к циклу в многоцилиндровых двигателях. Работа двигателей на такой обедненной топливной смеси приводит к понижению температур сгорания, что увеличивает количество несгоревших углеводородов и выделение оксида углерода в выхлопных газах.

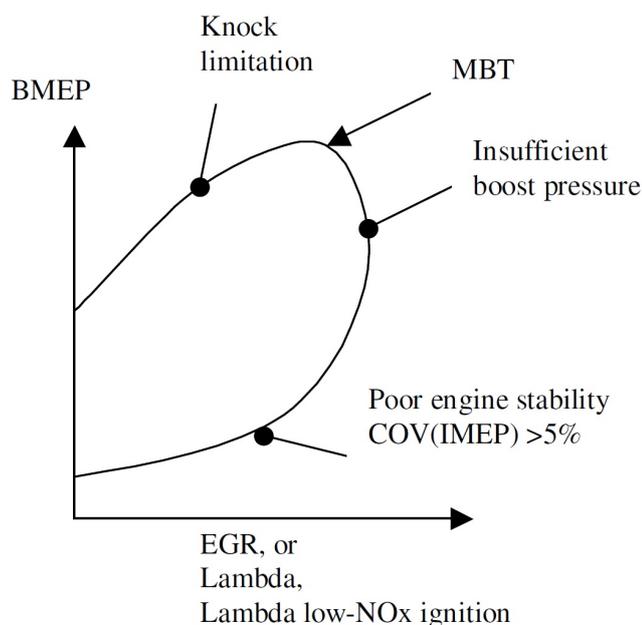


Рисунок 2 – Ограничения по мощности и смешиванию в графике функционирования двигателя

Устранение указанных дефектов достижимо путем улучшения элементов, таких как геометрия камеры сгорания, эффективность системы воспламенения и степень турбулентности в заключительной фазе процесса сжатия.

Параллельно, двигатели на обедненной топливе могут эффективно снижать эмиссию углеводородов и оксида углерода, применяя окислительные катализаторы. Достижение повышенной турбулентности возможно через оптимизацию конструкции впускных каналов и клапанов, что вызывает интенсивное вихреобразование, способствуя таким образом ускоренному горению и повышению регулярности циклов работы двигателя. Введение предкамерных устройств в конструкцию двигателей на сжатом природном газе способствует быстрому распространению огня и надежному

воспламенению. Повышение энергии зажигания через высокоэнергетические системы зажигания повышает устойчивость к пропускам воспламенения в обедненных смесях для моторов на сжатом газе, однако также приводит к ускоренному износу свечей зажигания [29].

Двигатели со стехиометрическим сгоранием, использующие в качестве топлива природный газ.

Традиционные высокомошные двигатели на сжиженном природном газе применяют метод горения с обеднённой смесью с минимальной доочисткой (или при помощи окислительного катализатора), обеспечивая тем самым высокий КПД и снижение выбросов углеводородов и оксида углерода.

Применение данной технологии не совместимо с трехкомпонентным катализатором, ключевым в борьбе с выделением оксидов азота (NO_x). Трехкомпонентные каталитические конвертеры, эффективно преобразующие углеродный монооксид (CO) и углеводороды (HC) за счет окисления, также важны для уменьшения NO_x . Достижение низкого уровня NO_x возможно через точное сгорание в стехиометрических пропорциях при использовании трехкомпонентного катализатора. Эффективность трехкомпонентного катализатора зависит от строго сбалансированного соотношения воздух-топливо. Отклонение в сторону обедненной смеси значительно ухудшает способность катализатора нейтрализовывать NO_x . Следовательно, для оптимизации работы конвертера необходимо точно поддерживать соотношение воздух-топливо около стехиометрического уровня на всех режимах работы двигателя, регулируя подачу топлива через замкнутую систему с использованием датчика кислорода в выхлопных газах.

Также, двигатели, функционирующие с использованием сжатого природного газа в стехиометрическом режиме, характеризуются повышенными температурами отработанных газов. Это, в свою очередь, способствует уменьшению объема несгоревших углеводородных соединений в моменты старта двигателя в холодное время [30–32]. На рисунке 3 представлен анализ удельных выбросов оксидов азота (NO_x),

демонстрирующих их зависимость от показателя, лямбда при разнообразных условиях нагрузки двигателя, регистрируемых как до, так и после прохождения через катализатор. Заметно, что трехкомпонентные катализаторы уязвимы к изменениям в соотношении воздуха к топливу, что отмечено в исследовании [31].

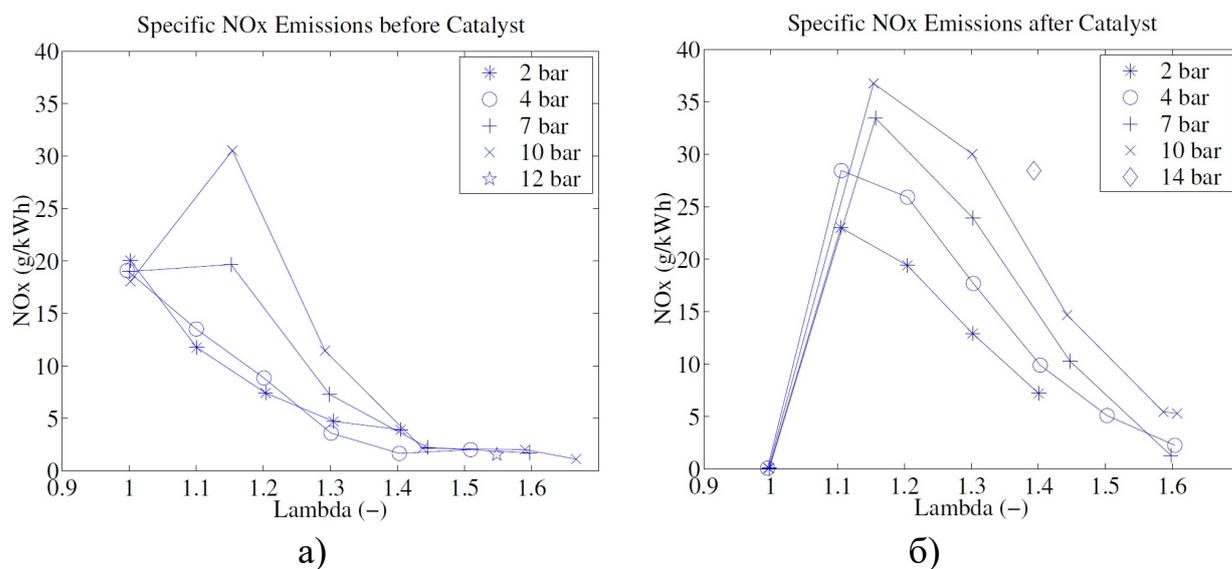


Рисунок 3 – Зависимость концентрации выбросов NOx от коэффициента избытка воздуха (lambda) (а) перед трехкомпонентным катализатором и (б) за трехкомпонентным катализатором [31]

Главный минус стехиометрических моторов, использующих сжиженный природный газ, заключается в снижении их эффективности, что обусловлено уменьшением коэффициента полезного действия (КПД). Однако это можно компенсировать путем внедрения системы рециркуляции отработанных газов (EGR). Применение EGR ведет к уменьшению температуры горения, что, в свою очередь, снижает вероятность детонации в двигателе. Это позволяет повысить как крутящий момент на выходе, так и общую производительность двигателя на сжатом природном газе с системой EGR, превосходя показатели обычного стехиометрического двигателя. Введение EGR в рабочую смесь действует аналогично эффекту от разбавления смеси избыточным воздухом; однако, в отличие от двигателей на обедненном топливе, стехиометрический мотор с EGR обладает

возможностью активации трехкомпонентного катализатора, что способствует сокращению выбросов оксидов азота (NOx). Применение EGR особенно целесообразно при работе мотора на частичных нагрузках в условиях, когда полная мощность не требуется, чтобы предотвратить снижение производительности из-за избыточного воздуха в системе. Однако для двигателей большой мощности, оснащенных турбонаддувом, проблема потери мощности при полном нагружении не стоит столь остро, благодаря возможности восстановления мощности через турбокомпрессор даже при использовании EGR.

На рисунке 4а демонстрируется увеличение тормозной эффективности уникального двигателя, функционирующего на СПГ, оборудованного системой рециркуляции отработавших газов (EGR). Эффект применения различного объема EGR на производительность каталитического нейтрализатора изображён на рисунке 4б.

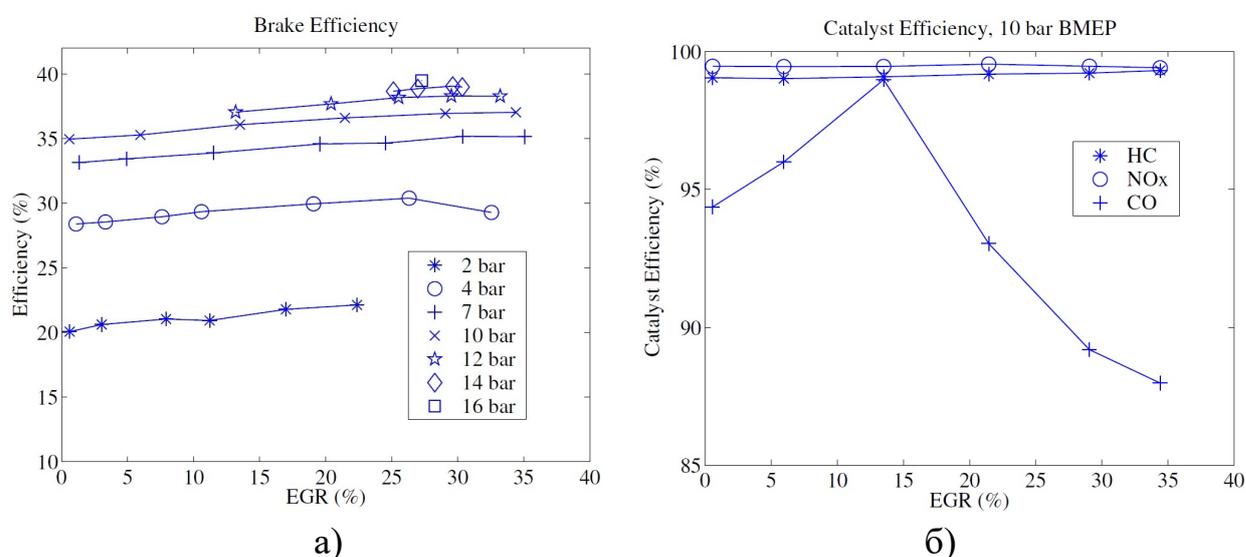


Рисунок 4 – Графики, демонстрирующие (а) эффективность тормозной системы и (б) эффективность работы каталитического нейтрализатора в зависимости от значения EGR (рециркуляция отработавших газов) для двигателя, функционирующего на сжиженном природном газе с использованием EGR [31].

Системы питания КПП для двигателей с искровым зажиганием.

За последние 20 лет множество автопроизводителей запустили и разрабатывали инновационные моторы, функционирующие на основе сжатого природного газа (КПГ), как экологически более чистую альтернативу бензиновым и дизельным двигателям. Как продемонстрировано на рисунке 5, представлены разнообразия систем снабжения КПГ. Каждая из этих систем обладает индивидуальной техникой формирования топливно-воздушной смеси и регулировки процесса горения. Целью разработки таких систем является повышение топливной эффективности и уменьшение вредных выбросов в атмосферу.

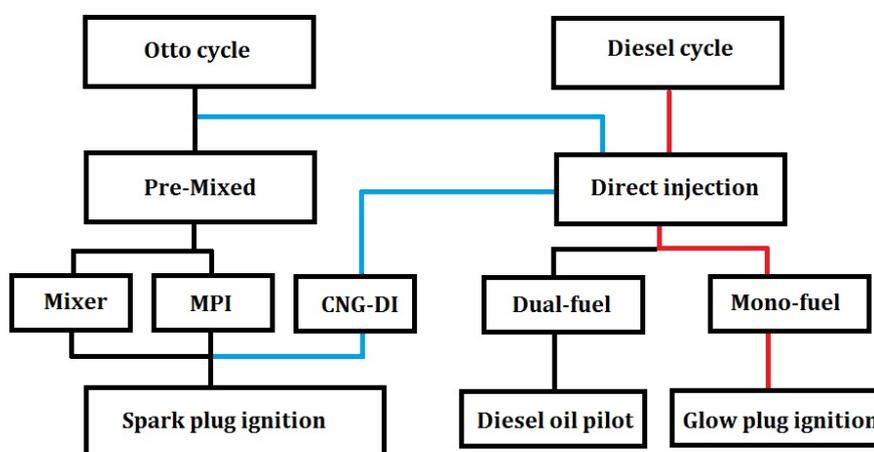


Рисунок 5 – Различные типы систем заправки КПГ [36]

Благодаря более высокой эффективности сгорания, дизельные двигатели обеспечивают прирост мощности на порядок около 30% в сравнении с двигателями на бензине аналогичного объема. Ключевым фактором здесь является высшая степень сжатия, позволяющая дизельным агрегатам более эффективно преобразовывать топливную энергию в работу. В отличие от них, бензиновые двигатели с искровым зажиганием (SI - Spark Ignition) страдают от снижения тепловой эффективности на 15-25% из-за меньшей степени сжатия и повышенных потерь при нагнетании воздуха при работе на частичных нагрузках. Современные экологические стандарты, налагающие жесткие требования на уровень выбросов, привели к

необходимости разработки более продвинутых систем управления для дизелей и систем доочистки выхлопных газов, что в свою очередь сделало их стоимость выше. В контексте двигателей, работающих на сжатом природном газе (КПГ), основным способом сгорания является цикл Отто, использующий либо технику предварительного смешивания воздуха с топливом, либо прямого впрыска с инициированием сгорания искровым способом. Однако нынешнее поколение SI-двигателей может эффективно использовать только часть возможностей КПГ, что делает разработку улучшенных характеристик для двигателей на КПГ приоритетом. Далее будут рассмотрены особенности систем с прямым впрыском и предварительно смешанным топливом для бензиновых двигателей, адаптированных под использование сжатого природного газа.

Система подачи КПГ с непосредственным впрыском в цилиндр (DI).

Двигатели SIDI, использующие метод непосредственного впрыска топлива, предназначены для интеграции преимуществ бензиновых агрегатов в плане удельной мощности с эффективностью дизельных моторов в режимах неполной нагрузки.

Данный тип силового агрегата способен сочетать преимущества по экономичности топлива использования, характерные для двигателей с воспламенением от сжатия (CI), с высокими рабочими показателями и мощностными характеристиками, присущими двигателям с искровым зажиганием (SI). В двигателях с прямым впрыском (DISI), подобно дизельным агрегатам, происходит непосредственный впрыск топлива в камеру сгорания, что позволяет регулировать выходную мощность за счет дозировки впрыскиваемого топлива. В то же время, за счет использования системы прямого искрового зажигания, аналогичной двигателям SI, достигается инициирование сгорания топливно-воздушной смеси. Это дает возможность технологии с непосредственным впрыском стратифицированного заряда (SIDI) преодолевать недостатки, связанные с потерями мощности из-за дросселирования в двигателях SI, а также

ограничениями по самовоспламенению, характерные для двигателей CI. На иллюстрации 6 детализирована схема процесса смесеобразования в двигателе SIDI.

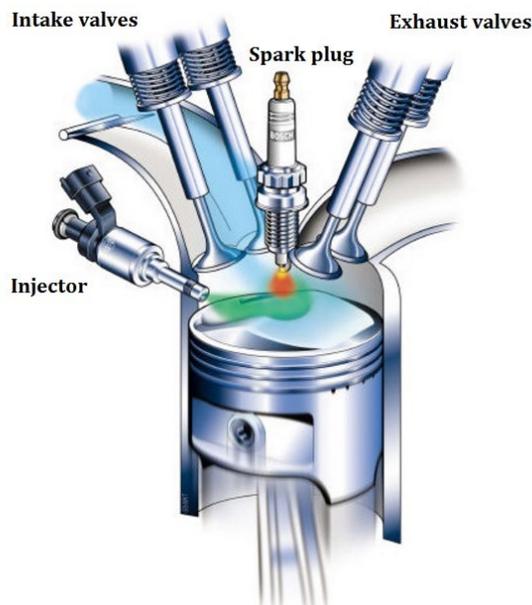


Рисунок 6 – Технологии прямого впрыска топливоздушной смеси [40]

В последние годы, стремление улучшить производительность и энергетическую эффективность привело к тщательному изучению и разработке SIDI двигателей, адаптированных для использования сжиженного природного газа (КПГ). Процесс непосредственного впрыска СПГ в цилиндры после закрытия впускных клапанов облегчает проблемы, связанные с уменьшением объемного коэффициента полезного действия и снижением мощности, характерные для систем с предварительным смешиванием топлива. Благодаря прямому впрыску (DI), где топливо подается напрямую в камеру сгорания, процесс заполнения цилиндра воздухом остается неизменным независимо от использованного топлива. Таким образом, высокое энергетическое содержание КПГ, превосходящее аналогичный показатель бензина в 4,2 раза, не оказывает влияние на объемный КПД в двигателях с директным впрыском КПГ, в отличие от бензиновых аналогов с DI.

В сравнении с методом внешнего формирования смеси, который гарантирует равномерность распределения топлива и воздуха по объёму камеры сгорания, технология прямого впрыска (DI) позволяет достигать большей адаптивности формирования топливно-воздушной смеси. В контексте DI-технологии существует две основные стратегии смесеобразования: формирование гомогенной и стратифицированной (послойной) смеси. Для двигателей на сжатом природном газе гомогенный состав смеси при средних и высоких нагрузках достигается за счёт досрочного впрыскивания топлива, что позволяет вовлечь в процесс сгорания всё количество свежего воздуха в камере и тем самым предотвращает потери в объёмном КПД за счёт достаточного времени для смешивания компонентов до воспламенения. Тем не менее, способность к воспламенению гомогенной смеси определяется общим состоянием обогащения смеси (лямбда), и чтобы избежать нестабильности воспламенения, бедная смесь не должна выходить за пределы $\lambda = 1,25$.

С другой стороны, технология прямого впрыска (DI) эффективно создаёт стратифицированную топливно-воздушную смесь, гарантируя сверхбедное горение и повышенную степень сжатия при минимальных колебаниях между рабочими циклами в режиме холостого хода и при умеренных нагрузках. Строение неравномерной смеси достигается путем задержки впрыска бензина ближе к моменту сжатия, создавая обогащённую область топлива около свечи зажигания и более обеднённую смесь в остальной части камеры сгорания. Её присутствие увеличивает вероятность зажигания за счёт локального обогащения около свечи и, одновременно, снижает риск детонации благодаря обеднённым участкам возле стенок цилиндра, позволяя тем самым повысить степень сжатия и улучшить тепловой КПД двигателя. К тому же, данная система способствует уменьшению насосных потерь за счёт отмены необходимости в дроссельной заслонке при частичной нагрузке, способствуя повышению эффективности двигателя. Таким образом, удаление дроссельной заслонки в системах DI

позволяет регулировать мощность на основе контроля за объемом инжектируемого топлива.

Применение технологии прямого впрыска топлива улучшает эффективность использования топлива, уменьшая расход топлива на 20–40% в режимах частичной нагрузки и повышая контроль над эмиссиями в сравнении с традиционными технологиями смешивания топлива. Однако реализация такой системы предъявляет более строгие условия к оборудованию, включая системы подачи газа и инжекторы, по сравнению с конвенциональными системами. Параметры дизайна, такие как степень сжатия, конфигурация камеры сгорания, давление в топливной рейке и уровень турбулентности, оказывают значительное влияние на качество подготовки топливовоздушной смеси в системах с прямым впрыском. В то же время адаптация прямого впрыска для двигателей на сжиженном природном газе представляет собой сложную и затратную задачу из-за необходимости решения проблем с охлаждением и смазкой инжекторов. Важно исследовать методы оптимизации для улучшения работы двигателей на CNG с прямым впрыском. Кроме того, эксперименты указывают на сложности в оптимизации стратификации топливного заряда для таких двигателей.

Система одноточечного впрыска топлива (SPI) в впускной тракт.

Основной подход к первичной топливной системе типа предварительного смешивания заключается в использовании единичного инжектора. Первое поколение систем SP характеризовалось наличием механического устройства для смешивания газообразного топлива, а именно карбюратора. Прогресс в технологии привел к созданию систем второго поколения SP, которые оснащены электронно управляемыми инжекторами, что позволяет более точно регулировать подачу топлива. Это достигается за счет впрыска топлива непосредственно в корпус дроссельной заслонки или непосредственно перед ней, что способствует улучшению качества топливно-воздушной смеси. Дополнительное совершенствование системы SP было

достигнуто путем интеграции функций впрыска через дроссель с механизмом смешивания, обеспечивая тем самым равномерное распределение смеси конденсированного природного газа (КПГ) и воздуха до их разделения во впускном коллекторе двигателя. Обновленная система одноточечного впрыска с электронным контролем за дозированием КПГ включает в себя один или несколько инжекторов или клапанов для точного управления топливом, а также механический миксер для топлива. Главное достоинство этого подхода заключается в возможности аккуратного регулирования объема подаваемого газа при использовании минимального количества инжекторов. На рисунке 7 демонстрируется принцип работы двигателя с установленной системой SPI.

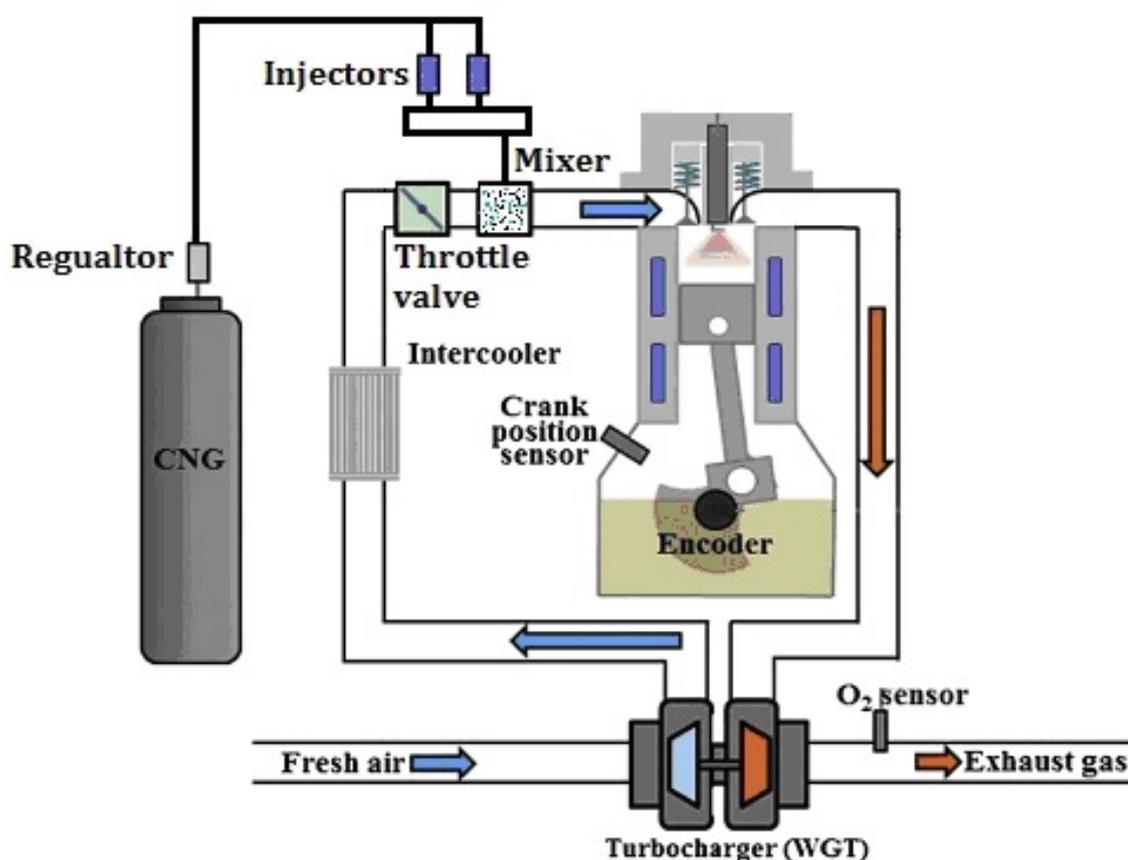


Рисунок 7 – Принцип действия двигателя на сжатом природном газе, оснащённого турбонаддувом и механизмом моноинжекторного смесевого впрыска.

Принято утверждать, что применение системы SPI смешивающего характера позволяет достигать схожего однородного качества топливно-воздушного состава для каждого из цилиндров. Тем не менее, в силовых агрегатах с множеством цилиндров строение конкретных направляющих входных коллекторов и каналов способно оказывать воздействие на характер потока, способствуя колебаниям между различными цилиндрами. Это особенно заметно в моторах, оснащенных турбонаддувом, где воздух, втягивающийся под высоким давлением через смесительное устройство, осложняет задачу получения равномерной воздушно-топливной массы. Таким образом, объем смеси, подаваемой в каждый отдельный цилиндр, может отличаться из-за специфики геометрии интаковой системы. К примеру, в конструкциях с линейной расстановкой цилиндров крайевым элементам характерен ниже уровень эффективности по сравнению с остальными [51].

Дополнительно, в двигателях с прямым впрыском природного газа (SPI) реализована конфигурация с минимальными углами перекрытия клапанов для предотвращения утечек рабочей смеси при смене фаз газораспределения и исключения детонации в выпускном тракте.

Следовательно, при уменьшении перекрытия клапанов наблюдается повышение температуры выхлопных газов, что, в свою очередь, вызывает увеличение тепловых нагрузок на элементы двигателей [52].

Многофорсуночное впрыскивание во впускной коллектор (MPI).

С начала 90-х годов прошлого века эра карбюраторов в истории бензиновых двигателей легковых автомобилей постепенно уступила место технологии электронного впрыска топлива (EFI). Этот переход был обусловлен необходимостью соблюдения всё более строгих экологических стандартов, касающихся эмиссии вредных веществ в атмосферу. В частности, технология портового (или многоточечного) последовательного впрыска топлива стала предпочтительным решением для оптимизации топливовоздушной смеси. Этот метод позволяет точно поддерживать нужное

соотношение параметров смеси в каждом цилиндре, согласно заданным компьютером управления двигателем (EMS) идеальным пропорциям, что способствует более чистому сгоранию топлива и уменьшению выбросов.

В системе многоточечного впрыска (MPI) процесс подачи топлива осуществляется через форсунки, располагаемые непосредственно перед впускными каналами, обеспечивая индивидуальную топливоподачу в каждый цилиндр. Схематическое изображение MPI для двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием (SI) представлено на рисунке 8, включая размещение форсунок. Система управления двигателем (EMS) отвечает за корректировку соотношения воздух-топливо, применяя предварительное регулирование в сочетании с обратной связью для гарантии высокой точности впрыска.

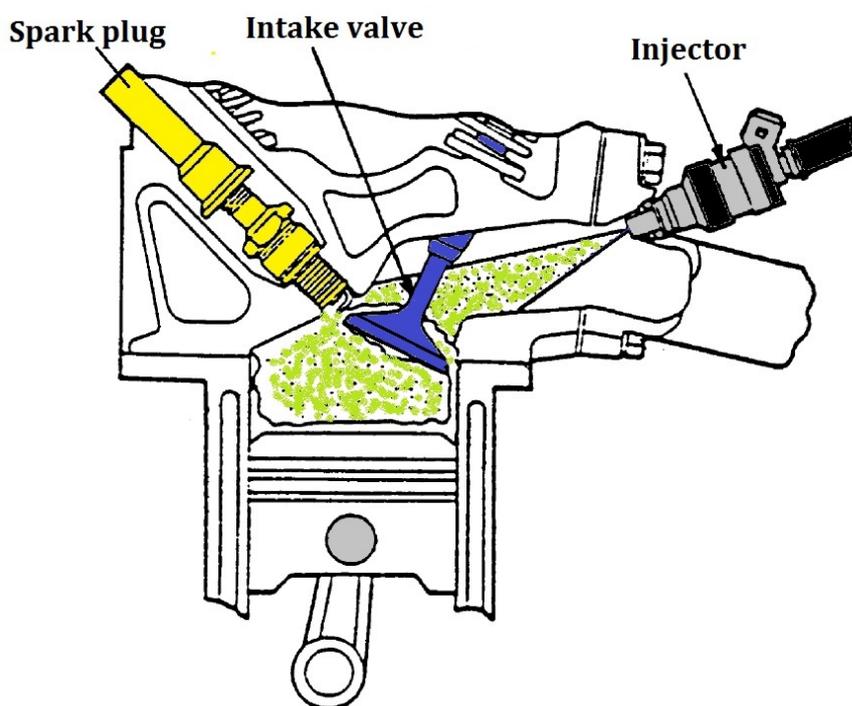


Рисунок 8 – Система многоточечного впрыска топлива во впускной коллектор

В многоточечных системах впрыска топлива (MPI), определение длительности впрыска топлива осуществляется через применение пропорционально-интегрального контроллера, который работает на принципе обратной связи. Контроль за процессом осуществляется на основе

данных, получаемых из справочных таблиц, составленных по результатам тестов двигателя на динамометрических стендах при различных уровнях нагрузки и скоростях. Эти таблицы включают информацию, зависящую от оборотов двигателя и показаний либо датчика массового расхода воздуха, расположенного перед дроссельной заслонкой, либо датчика абсолютного давления в коллекторе (MAP), расположенного во впускном коллекторе. Работа контроллера заключается в анализе концентрации кислорода, обнаруженной датчиком кислорода в выхлопных газах, которая свидетельствует о соотношении воздух-топливо. Контроллер корректирует объем впрыскиваемого топлива, стремясь достичь оптимального соотношения, заданного эталонными значениями. На схематическом изображении показан процесс управления в системе МРІ с использованием замкнутого контура регулирования по лямбда-зонду.

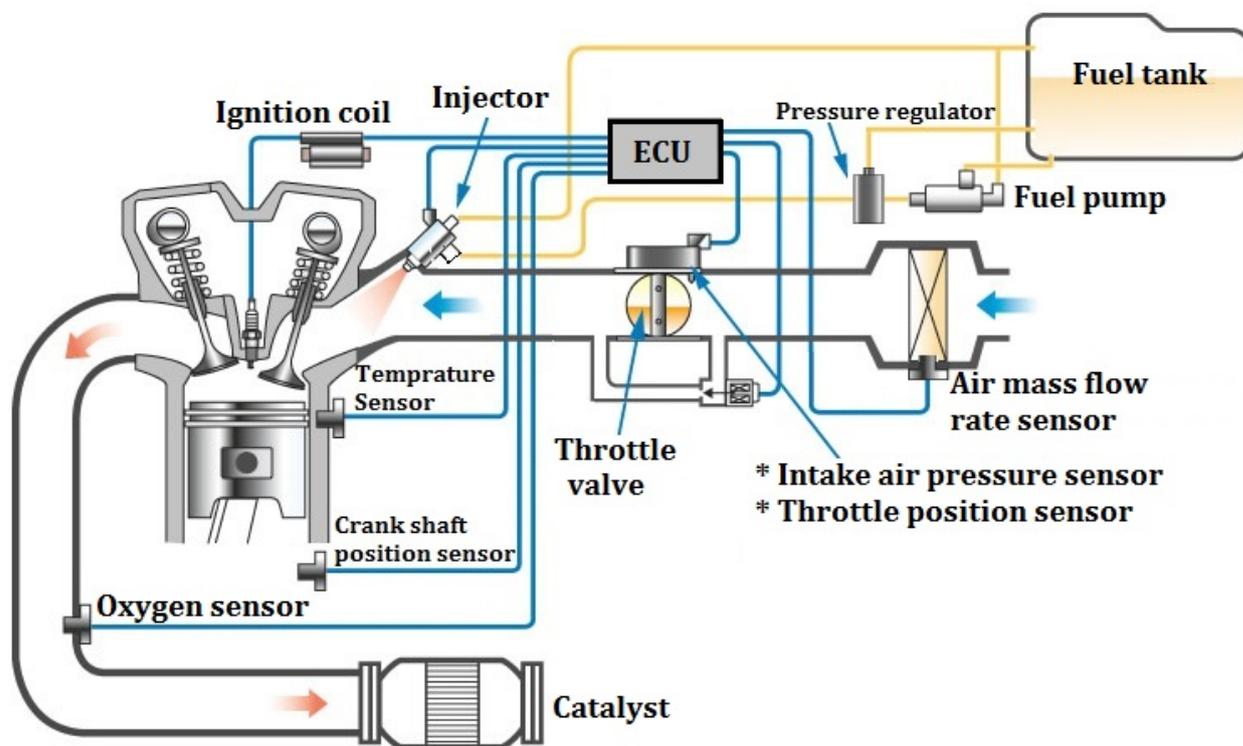


Рисунок 9 – Структурная диаграмма замкнутой МРІ системы с лямбда-контуром регулирования [53]

Технология МРІ (многоточечного впрыска топлива) гарантирует улучшенное управление формированием топливо-воздушной смеси и адаптацию к изменениям нагрузки и скорости двигателя, обеспечивая тем самым повышенную эффективность в сравнении с карбюраторными двигателями. В дополнение, используемое в МРІ оборудование для топливной системы низкого давления, снижает сложность по сравнению с прямым впрыском (DI), который требует более сложных компонентов для впрыска топлива и расширенных систем управления двигателем для обеспечения его работы. К тому же, двигатели с прямым впрыском бензина (DISI) имеют тенденцию к увеличению эмиссии несгоревших углеводородов и твердых частиц, в отличие от двигателей с системой МРІ, что подтверждается исследованиями.

Применение сжатого природного газа (СПГ) в качестве топлива устраняет риск распространенной ошибки в многоточечном впрыске (МРІ), а именно - увлажнения стенок впускного коллектора, что характерно для бензиновых двигателей. За последние два десятилетия, система МРІ, обеспечивающая более эффективное впрыскивание топлива, была активно интегрирована и совершенствована множеством автопроизводителей для использования в двигателях с низкой мощностью, адаптированных под работу на сжатом природном газе.

Во многих тяжелых двигателях, настроенных на работу с СПГ (сжатый природный газ), применяются портовые инжекционные системы смешанного типа (SPI), которые уже приблизились к своему техническому пределу улучшений. Внедрение систем прямого впрыска топлива (МРІ) предлагает более простой механизм осуществления, который может обойти недостатки портовой инжекции, и стать ключом к усовершенствованию тяжелых двигателей на СПГ. Система МРІ открывает путь к реализации передовых техник впрыска, включая стратегии такие как пропуск зажигания или временное отключение цилиндров, а также оптимизацию времени впрыска, предусматривающую подачу газа непосредственно в фазе впуска после

закрытия впускного клапана, что исключает возможность утечки топливно-воздушной смеси в период перекрытия клапанов, особенно при низких нагрузках. Такой подход к впрыску, осуществляемый в конце такта впуска, способствует уменьшению риска перегрева и возникновения детонации благодаря снижению температуры в критических точках, препятствующих возврату пламени через впускной тракт.

Для повышения эффективности двигателей MPI, функционирующих на основе сжиженного природного газа, критически необходимо реализовать современные методики инъекции и провести настройку ключевых параметров двигателя. К примеру, равномерность работы цилиндров в MPI моторах напрямую зависит от наличия оптимизированного дизайна впускного коллектора. Специализированные конструкции камер сгорания, обеспечивающие повышенную турбулентность и разработанные специально для CNG MPI двигателей, играют важную роль в формировании эффективной топливно-воздушной смеси и, следовательно, в усовершенствовании общих показателей мощности двигателя. Стратификация смеси в MPI моторе достигается за счет тщательной настройки впускных каналов с применением комбинации вихревых и прямых каналов, а также через детальную оптимизацию расположения форсунок.

Изменение конструкции соплов форсунок путем оптимизации количества и расположения отверстий содействует более эффективному смешиванию топлива с воздухом. Форсунки, характеризующиеся множественными отверстиями, способствуют формированию идеальной топливно-воздушной смеси, что в свою очередь улучшает объемный коэффициент полезного действия (КПД) двигателей, работающих на сжатом природном газе (CNG) по технологии многоточечного впрыска (MPI). Применение системы MPI эффективно предотвращает возникновение обратного заброса пламени.

Выводы по первому разделу

Описаны свойства и особенности двигателей SI, работающих на сжатом природном газе (CNG), вместе с трудностями, вызываемыми использованием технологии многоточечного впрыска в этих двигателях, с учетом текущего прогресса в области.

Исследования в области литературы демонстрируют, что модельно-ориентированные стратегии управления проявляют высокую эффективность и надежность в контексте регуляции давления в Common Rail системах впрыска. Поэтому, для разработки эффективного контрольного модуля впрыска сжиженного природного газа (СПГ), требуются расширенные исследования с целью создания более точных и детализированных моделей, а также изучения инновационных алгоритмов регулирования процесса впрыска. Применение одномерного моделирования для системы впрыска СПГ может способствовать более глубокому пониманию ее работы и разработке методов оптимизации.

2 Тепловой расчет проектируемого двигателя

Согласно заданию на бакалаврскую работу, требуется провести тепловой расчет для оценки влияния ПГ на рабочий процесс ДВС с искровым зажиганием. Для этого приводиться сравнение результатов расчета для 2-х видов топлива (таблица 1): бензин (базовое топливо) впрыск на клапан и сжатый природный газ с непосредственным впрыском в цилиндр двигателя через пьезофорсунку.

Таблица 1 – Физико-технические характеристики исследуемых топлив

Характеристика топлива	Бензин Аи-95	Компримированный природный газ
Октановое число по исследовательскому методу	95	110
Объемная теплота сгорания низшая, кДж/м, не менее	-	31800
Молекулярная масса	115	19,98478
Плотность, кг/м ³	760	0,82752
Массовая теплота сгорания, МДж/кг	43929,5	45961
Элементарный состав, % (массы)		
– Углерод	85,5	68,84
– Водород	14,5	22,06
– Кислород	0	0,98
– Азот	0	8,12

Основные характеристики двигателя с непосредственным впрыском сжатого природного газа на базе прототипа бензинового двигателя ВАЗ (1,6 л) [27]. Параметры проектируемого двигателя: рабочий объем одного цилиндра 0.399 л (дм³) всего двигателя 1,6 л, ход поршня 79,4 мм, диаметр 80 мм, степень сжатия базового двигателя 11,5, степень сжатия двигателя с непосредственным впрыском компримированного природного газа составляет 11,5.

Тепловой расчет производится по методике И.И. Вибе, с учетом рекомендаций по расчету основных параметров, предложенных в учебниках [1,2,3,4,5]. Результаты расчета представлены в виде таблиц и графиков, вынесенных на плакаты.

2.1 Тепловой расчет при работе на бензине подаваемого на впускной клапан

В таблице 2 представлены регулировочные параметры работы, а в таблице 3 представлены термохимические характеристики используемых топлив.

Таблица 2 – Регулировочные характеристики двигателя при работе на бензине подаваемого на впускной клапан

Параметр	Значение характеристики				
	840	2000	3200	5000	6000
n , мин ⁻¹	840	2000	3200	5000	6000
Θ , ° ПКВ	20	24	28	32	35
α	1	1	1	1	1
ΔT_N , °C	5	5	5	5	5
ε	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5
P_0 , МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
T_0 , К°	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15
n_p	1,3751	1,3752	1,3754	1,3755	1,3754
n_d	1,3750	1,3752	1,3753	1,3754	1,3753
T_g , К	1070	1080	1100	1120	1130
ϕ_g , ° ПКВ	50	56	62	68	75
m	3	3	3	3	3
σ	1	1	1	1	1
δi	0,86	0,88	0,9	0,88	0,85
ξ	0,86	0,88	0,9	0,88	0,85

Таблица 3 – Термохимические характеристики при работе на бензине подаваемого на впускной клапан

Параметр	Значение характеристики		
	Бензин при $\alpha=1$	Природный газ $\alpha=1$	Природный газ $\alpha=2$
Топливо			
H	0,145	0,2206	0,2206
C	0,855	0,6884	0,6884
O	0	0,0098	0,0098
S	0	0	0
N	0	0,0812	0,0812
m_T , кг/моль	115	19,98478	19,98478
H_u	43929,500	45960,928	45960,928
L_o , кмоль возд./кг топлива	0,517	0,539	0,539
L_o , кг возд./кг топлива	14,957	15,612	15,612
M_c CO, кмоль CO/кг топлива	0,0713	0,0574	0,0574
M_{H_2O} , кмоль H ₂ O/кг топлива	0,0725	0,1103	0,1103
M_{N_2} , кмоль N ₂ /кг топлива	0,4093	0,4280	0,8572
M_{O_2} , кмоль O ₂ /кг топлива	0	0	0
M_2 кмоль пр. сг./кг топлива	0,5531	0,5956	1,1371
μ_0	1,0524	1,0104	1,0072

Для удобства расчетов цикла для двигателя при работе на бензине подаваемого на впускной клапан представим данные в виде таблицы 4, индикаторные параметры в таблице 5, а эффективные параметры в таблице 6.

Таблица 4 – Расчет действительного цикла двигателя при работе на бензине подаваемого на впускной клапан

Параметр	Значение характеристики				
	840	2000	3200	5000	6000
n , мин ⁻¹	840	2000	3200	5000	6000
P_r , МПа	0,1038	0,1051	0,1076	0,1136	0,1180
P_B , кг/м ³	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882
$\omega_{вп}$, м/с	12,9097	30,7374	49,1799	76,8436	92,2123
P_a , МПа	0,0998	0,0987	0,0966	0,0916	0,0879
γ_r	0,0307	0,0306	0,0303	0,0327	0,0353
η_V	0,8474	0,8613	0,8845	0,8561	0,8264
T_a , К	330,0644	328,2970	326,5574	325,9329	326,4981
V_a , м ³ /кг	0,9071	0,9124	0,9273	0,9758	1,0187
P_c , МПа	2,8670	2,8365	2,7767	2,6344	2,5273
T_c , К	824,8222	820,8063	816,6564	815,2939	816,5083
n_2	1,1848	1,1843	1,1837	1,1855	0,3212
V_y , м ³ /кг	0,1108	0,1252	0,1435	0,1704	0,1946
P_y , МПа	1,7977	1,5149	1,2565	1,0094	0,8562
T_y , К	726,2287	691,7072	657,7552	627,4759	607,6879
q_z , кДж/кг	2297,1708	2350,7663	2404,9834	2345,9028	2260,3664
E_2 , МПа	58,2436	59,2570	59,6483	55,2934	51,0337

Таблица 5 – Индикаторные показатели действительного цикла двигателя при работе на бензине подаваемого на впускной клапан

Параметр	Значение характеристики				
	840	2000	3200	5000	6000
n , мин ⁻¹	840	2000	3200	5000	6000
δ	6,0812	5,7250	5,3924	5,0827	4,5284
P_z , МПа	5,2274	4,8915	4,5352	3,9303	3,1772
T_z , К	2706,5013	2705,8161	2706,9827	2619,2505	2481,3218
P_b , МПа	0,6158	0,6194	0,6172	0,5719	0,5282
T_b , К	1938,8537	1961,6737	1986,4596	1937,3107	1867,9724
L_T , кДж	1,3021	1,3172	1,3202	1,2728	1,2145
P_iT , МПа	1,5721	1,5812	1,5593	1,4286	1,3058
η_i	0,5409	0,5353	0,5140	0,4866	0,4607
g_i , г/кВт*ч	151,5061	153,0991	159,4467	168,4297	177,8755

Таблица 6 – Эффективные показатели действительного цикла двигателя при работе на бензине подаваемого на впускной клапан

Параметр	Значение характеристики				
	840	2000	3200	5000	6000
n , мин ⁻¹	840	2000	3200	5000	6000
P_M , МПа	0,0591	0,0938	0,1297	0,1835	0,2134
$C_{П}$, м/с	2,2232	5,2933	8,4693	13,2333	15,8800
P_e , МПа	1,5129	1,4873	1,4295	1,2450	1,0923
η_m	0,9624	0,9407	0,9168	0,8715	0,8365
η_e	0,5206	0,5035	0,4712	0,4240	0,3854
g_e , г/кВт*ч	157,4267	162,7559	173,9133	193,2587	212,6333
N_e , кВт	16,9070	39,5742	60,8581	82,8173	87,1901
G_T , кг/ч	2,6616	6,4409	10,5840	16,0052	18,5395
M_e , Н*м	192,2026	188,9527	181,6099	158,1694	138,7673

2.2 Тепловой расчет при работе на сжатом природном газе, подаваемом в цилиндр двигателя при стехиометрическом составе смеси

В таблице 7 представлены регулировочные параметры работы при работе на природном газе подаваемом непосредственно в цилиндр двигателя.

Таблица 7 – Регулировочные характеристики двигателя при работе на природном газе подаваемом непосредственно в цилиндр двигателя

Параметр	Значение характеристики				
	840	2000	3200	5000	6000
n , мин ⁻¹	840	2000	3200	5000	6000
Θ , ° ПКВ	20	24	28	32	35
α	1	1	1	1	1
ΔT_N , °С	3	3	3	3	3
ε	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5
P_0 , МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
T_0 , К°	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15
n_p	1,3758	1,3758	1,3759	1,3758	1,3756
n_d	1,3755	1,3758	1,3758	1,3756	1,3755
T_r , К	1080	1090	1100	1115	1140
ϕ_r , ° ПКВ	50	56	62	68	75
m	3	3	3	3	3
σ	1	1	1	1	1
δi	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9
ξ	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9

Для удобства расчетов цикла для двигателя при работе на природном газе подаваемом непосредственно в цилиндр двигателя представим данные в виде таблицы 8, индикаторные параметры в таблице 9, а эффективные параметры в таблице 10.

Таблица 8 – Расчет действительного цикла двигателя при работе на природном газе подаваемом непосредственно в цилиндр двигателя

Параметр	Значение характеристики				
	840	2000	3200	5000	6000
n , мин ⁻¹	840	2000	3200	5000	6000
P_r , МПа	0,1038	0,1051	0,1076	0,1136	0,1180
P_B , кг/м ³	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882
$\omega_{вп}$, м/с	12,9097	30,7374	49,1799	76,8436	92,2123
P_a , МПа	0,0998	0,0987	0,0966	0,0916	0,0879
γ_r	0,0278	0,0281	0,0292	0,0322	0,0343
η_V	0,9657	0,9566	0,9358	0,8826	0,8415
T_a , К	322,7175	322,0492	321,8635	322,7474	324,1684
V_a , м ³ /кг	0,9556	0,9643	0,9848	1,0411	1,0897
P_c , МПа	2,8705	2,8407	2,7801	2,6357	2,5285
T_c , К	807,4481	806,3664	805,9016	807,7201	811,0782
n_2	1,1844	1,1854	1,1865	0,3648	0,3212
V_y , м ³ /кг	0,1167	0,1323	0,1524	0,1818	0,2082
P_y , МПа	1,7996	1,5167	1,2577	1,0097	0,8565
T_y , К	710,8107	679,3525	648,9059	621,5602	603,5516
q_z , кДж/кг	2422,7652	2421,9119	2419,4520	2412,3501	2407,3968
E_2 , МПа	58,3126	57,7634	56,5082	53,2953	50,8108

Таблица 9 – Индикаторные показатели действительного цикла двигателя при работе на природном газе подаваемом непосредственно в цилиндр двигателя

Параметр	Значение характеристики				
	840	2000	3200	5000	6000
δ	6,0812	5,7250	5,3924	5,0827	4,5284
P_z , МПа	5,2386	4,8069	4,3626	3,8269	3,1670
T_z , К	2758,7782	2713,5385	2669,9967	2626,9963	2554,2116
P_b , МПа	0,6176	0,6076	0,5909	0,5550	0,5251
T_b , К	1977,7783	1963,5040	1950,0687	1936,5913	1917,7819
L_T , кДж	1,3626	1,3457	1,3228	1,2855	1,2642
P_iT , МПа	1,5617	1,5284	1,4712	1,3524	1,2706
η_i	0,5056	0,4995	0,4915	0,4790	0,4720
g_i , г/кВт*ч	154,9338	156,8220	159,3798	163,5266	165,9352

Таблица 10 – Эффективные показатели действительного цикла двигателя при работе на природном газе подаваемом непосредственно в цилиндр двигателя

Параметр	Значение характеристики				
	840	2000	3200	5000	6000
n , мин ⁻¹	840	2000	3200	5000	6000
P_M , МПа	0,0591	0,0938	0,1297	0,1835	0,2134
c_p , м/с	2,2232	5,2933	8,4693	13,2333	15,8800
P_e , МПа	1,5026	1,4346	1,3415	1,1688	1,0572
η_m	0,9621	0,9386	0,9118	0,8643	0,8320
η_e	0,4864	0,4688	0,4481	0,4140	0,3927
g_e , г/кВт*ч	161,0299	167,0774	174,7897	189,2048	199,4383
N_e , кВт	16,7917	38,1702	57,1089	77,7473	84,3835
G_T , кг/ч	2,7040	6,3774	9,9821	14,7102	16,8293
M_e , Н*М	190,8912	182,2491	170,4219	148,4865	134,3005

2.3 Тепловой расчет при работе на сжатом природном газе, подаваемом в цилиндр двигателя при бедном составе смеси для работы с расслоением ТВС

В таблице 11 представлены регулировочные параметры работы на сжатом природном газе, подаваемом в цилиндр двигателя при бедном составе смеси для работы с расслоением ТВС.

Таблица 11 – Регулировочные характеристики двигателя при работе на сжатом природном газе, подаваемом в цилиндр двигателя при бедном составе смеси для работы с расслоением ТВС

Параметр	Значение характеристики				
	840	2000	3200	5000	6000
n , мин ⁻¹	840	2000	3200	5000	6000
Θ , ° ПКВ	16	20	25	27	29
α	2	2	2	2	2
ΔT_N , °С	4	4	4	4	4
ε	11,5	11,5	11,5	11,5	11,5
P_0 , МПа	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
T_0 , К°	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15
n_p	1,3757	1,3758	1,3759	1,3760	1,3759
n_d	1,3748	1,3747	1,3747	1,3744	1,3742
T_T , К	840	840	850	865	890
ϕ_T , ° ПКВ	44	50	55	61	66
m	3	3	3	3	3
σ	2,40793078	2,40793078	2,40793078	2,40793078	2,40793078
δi	1	1	1	1	1
ξ	1	1	1	1	1

Для удобства расчетов цикла для двигателя при работе на сжатом природном газе, подаваемом в цилиндр двигателя при бедном составе смеси для работы с расслоением ТВС представим данные в виде таблицы 12, индикаторные параметры в таблице 13, а эффективные параметры в таблице 14.

Таблица 12 – Расчет действительного цикла двигателя при работе на сжатом природном газе, подаваемом в цилиндр двигателя при бедном составе смеси для работы с расслоением ТВС

Параметр	Значение характеристики				
	840	2000	3200	5000	6000
n , мин ⁻¹	840	2000	3200	5000	6000
P_r , МПа	0,1038	0,1051	0,1076	0,1136	0,1180
P_b , кг/м ³	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882
$\omega_{вп}$, м/с	12,9097	30,7374	49,1799	76,8436	92,2123
P_a , МПа	0,0998	0,0987	0,0966	0,0916	0,0879
γ_r	0,0377	0,0381	0,0389	0,0417	0,0446
η_V	0,9146	0,9176	0,9090	0,8786	0,8291
T_a , К	323,9831	322,5654	321,6950	321,2639	322,4863
V_a , м ³ /кг	0,9472	0,9537	0,9718	1,0232	1,0703
P_c , МПа	2,8656	2,8330	2,7727	2,6280	2,5205
T_c , К	809,2299	805,4922	803,3187	801,6544	804,3117
n_2	1,1980	1,1986	1,1993	0,4417	0,4104
V_y , м ³ /кг	0,1038	0,1164	0,1374	0,1536	0,1708
P_y , МПа	2,0851	1,7765	1,4215	1,2404	1,0947
T_y , К	742,0352	709,2815	669,5782	653,3719	640,9151
q_z , кДж/кг	1374,4669	1373,9909	1372,9145	1369,1813	1365,3500
E_2 , МПа	33,3752	33,1376	32,4940	30,7785	29,3393

Таблица 13 – Индикаторные показатели при работе на сжатом природном газе, подаваемом в цилиндр двигателя при бедном составе смеси для работы с расслоением ТВС

Параметр	Значение характеристики				
	840	2000	3200	5000	6000
n , мин ⁻¹	840	2000	3200	5000	6000
δ	6,4610	6,0812	6,0812	5,3924	4,9362
P_z , МПа	3,8834	3,5619	3,4835	2,8383	2,4264
T_z , К	1938,5607	1902,0166	1895,5363	1833,8244	1791,6009
P_b , МПа	0,4154	0,4092	0,3997	0,3756	0,3566
T_b , К	1339,7368	1328,8957	1322,7573	1308,5330	1299,8273
L_T , кДж	0,8046	0,8006	0,7952	0,7907	0,7592
P_iT , МПа	0,9304	0,9195	0,8962	0,8464	0,7768
η_i	0,6090	0,6000	0,5903	0,5767	0,5609
g_i , г/кВт*ч	128,6119	130,5545	132,6974	135,8085	139,6390

Таблица 14 – Эффективные показатели действительного цикла двигателя при работе на сжатом природном газе, подаваемом в цилиндр двигателя при бедном составе смеси для работы с расслоением ТВС

Параметр	Значение характеристики				
	840	2000	3200	5000	6000
n , мин ⁻¹	840	2000	3200	5000	6000
P_m , МПа	0,1152	0,1515	0,1889	0,2452	0,2764
c_p , м/с	2,2232	5,2933	8,4693	13,2333	15,8800
P_e , МПа	0,8152	0,7680	0,7073	0,6012	0,5005
η_m	0,8761	0,8353	0,7892	0,7104	0,6442
η_e	0,5336	0,5011	0,4658	0,4097	0,3614
g_e , г/кВт*ч	146,7928	156,3002	168,1445	191,1829	216,7559
N_e , кВт	9,1095	20,4356	30,1107	39,9939	39,9475
G_T , кг/ч	1,3372	3,1941	5,0630	7,6462	8,6589
M_e , Н*м	103,5586	97,5729	89,8551	76,3828	63,5785

Выводы по 2-му разделу бакалаврской работы

Тепловой расчет показал значительное влияние вида топлива на мощностные и экономические характеристики работы. Получено, что для эффективного использования природного газа требуется применение непосредственного впрыска природного газа. При этом необходимо повышать степень сжатия. Для непосредственного впрыска природного газа в цилиндр двигателя возможно применение степени сжатия до 19, но в таком случае сложно будет организовать бездетонационную работу на режиме подачи бензина на впускной клапан.

3 Кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

3.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

Кинематический расчет для центрального кривошипно-шатунного механизма проектируемого двигателя (радиус кривошипа 39,7 мм, а длина шатуна 139,5 мм) проводился по известным методикам приведенным в [1,2], при частоте вращения коленчатого вала 6000 мин⁻¹.

Результаты расчета перемещения, скорости и ускорения поршня приведены в таблице 15.

Таблица 15 – Результаты кинематического расчета

Ф _{кв} , град	S _x , мм	V _x , м/с	W _{x1} , м/с ²	W _{x2} , м/с ²	W _x , м/с ²	Ф _{кв} , град	S _x , мм	V _x , м/с	W _{x1} , м/с ²	W _{x2} , м/с ²	W _x , м/с ²
0	0	0	15672,9	4460,3254	20133,3	180	79,4	2E-15	-15672,9	4460,3254	-11213
10	0,773	5,545	15434,8	4191,3349	19626,2	190	78,97	-3,12	-15434,8	4191,3349	-11243
20	3,055	10,81	14727,7	3416,8075	18144,5	200	77,67	-6,25	-14727,7	3416,8075	-11311
30	6,731	15,55	13573,2	2230,1627	15803,3	210	75,49	-9,4	-13573,2	2230,1627	-11343
40	11,62	19,53	12006,2	774,52738	12780,7	220	72,45	-12,5	-12006,2	774,52738	-11232
50	17,5	22,6	10074,4	-774,52738	9299,84	230	68,53	-15,6	-10074,4	-774,52738	-10849
60	24,09	24,68	7836,47	-2230,1627	5606,3	240	63,79	-18,5	-7836,47	-2230,1627	-10067
70	31,11	25,72	5360,46	-3416,8075	1943,65	250	58,27	-21,2	-5360,46	-3416,8075	-8777,3
80	38,28	25,78	2721,58	-4191,3349	-1469,8	260	52,07	-23,4	-2721,58	-4191,3349	-6912,9
90	45,35	24,94	9,6E-13	-4460,3254	-4460,3	270	45,35	-24,9	-2,9E-12	-4460,3254	-4460,3
100	52,07	23,35	-2721,58	-4191,3349	-6912,9	280	38,28	-25,8	2721,58	-4191,3349	-1469,8
110	58,27	21,16	-5360,46	-3416,8075	-8777,3	290	31,11	-25,7	5360,46	-3416,8075	1943,65
120	63,79	18,53	-7836,47	-2230,1627	-10067	300	24,09	-24,7	7836,47	-2230,1627	5606,3
130	68,53	15,61	-10074,4	-774,52738	-10849	310	17,5	-22,6	10074,4	-774,52738	9299,84
140	72,45	12,54	-12006,2	774,52738	-11232	320	11,62	-19,5	12006,2	774,52738	12780,7
150	75,49	9,398	-13573,2	2230,1627	-11343	330	6,731	-15,5	13573,2	2230,1627	15803,3
160	77,67	6,25	-14727,7	3416,8075	-11311	340	3,055	-10,8	14727,7	3416,8075	18144,5
170	78,97	3,118	-15434,8	4191,3349	-11243	350	0,773	-5,55	15434,8	4191,3349	19626,2
180	79,4	2E-15	-15672,9	4460,3254	-11213	360	3E-31	-0	15672,9	4460,3254	20133,3

По результатам кинематического расчета мы можем определить инерционные силы в динамическом расчете.

3.2 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма проектируемого двигателя проводился по известным методикам приведенным в [1,2], при частоте вращения коленчатого вала 6000 мин^{-1} , для условий работы двигателя на бензине и сжатом природном газе.

Результаты приведение масс кривошипно-шатунного механизма по двух массовой схеме показаны в таблице 16.

Таблица 16 – Приведение масс кривошипно-шатунного механизма

Параметр	Величина
Площадь поршня, м^2	0,005027
Удельная масса поршня, $\text{кг}/\text{м}^2$	80
Масса поршневой группы, кг	0,40212
Удельная масса шатуна, $\text{кг}/\text{м}^2$	130
Масса шатуна, кг	0,65345
Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца, кг	0,18
Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа, кг	0,474
Удельная масса одного колена вала, $\text{кг}/\text{м}^2$	125
Масса неуравновешенных частей одного колена вала, кг	0,6283
Массы, совершающие возвратно-поступательное движение	0,582
Массы, совершающие вращательное движение	1,10207
Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна, Н	-7425,09
Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа, Н	-9847,6
Центробежная сила инерции вращающихся масс, Н	-17273

Результаты расчета приведены в виде графиков. На рисунке 10 приведены силы инерции возвратно-поступательного движения.

Проведем сравнение нагрузок в таблицах 17 – 20 при работе на бензине при впрыске на клапан и при работе на природном газе при впрыске непосредственно в цилиндр двигателя после закрытия впускного клапана, для избежание вытеснения поступающего воздуха газом.

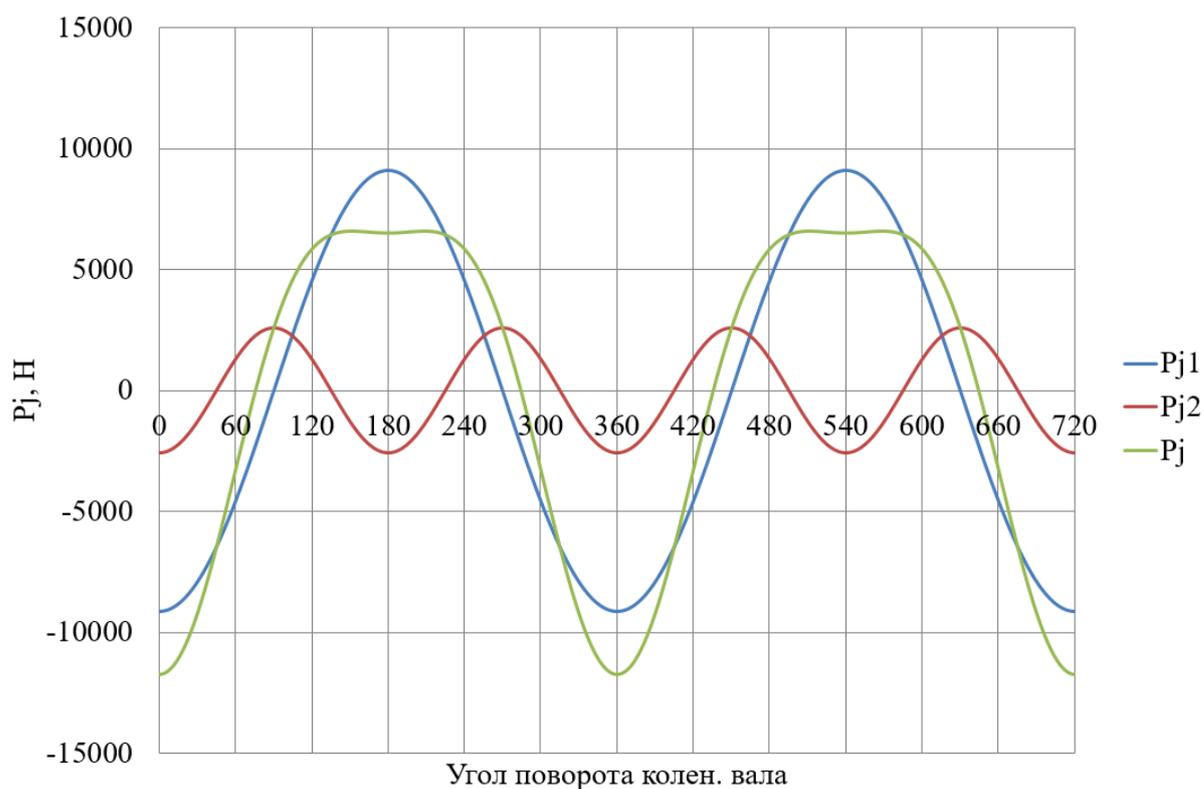


Рисунок 10 – Силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна

Таблица 17 – Суммарные силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент двигателя в сравнении при работе на бензине при впрыске на клапан и при работе на природном газе при впрыске непосредственно в цилиндр двигателя

Ф _{кв}	N, Н		K, Н		Z, Н		T, Н		Мкр.ц1	
	КПГ	Бензин	КПГ	Бензин	КПГ	Бензин	КПГ	Бензин	КПГ	Бензин
0	0	0	-11511	-11775	-11511,1	-11774,9	0	0	0	0
10	-568	-568	-11494	-11494	-11206,9	-11206,9	-2552,8	-2552,8	-101,3	-101,3
20	-1038	-1038	-10669	-10669	-9622,36	-9622,36	-4607,3	-4607,3	-182,9	-182,9
30	-1331	-1331	-9351	-9351	-7350,37	-7350,37	-5780,1	-5780,1	-229,5	-229,5
40	-1395	-1395	-7626	-7626	-4846,4	-4846,4	-5887,6	-5887,6	-233,7	-233,7
50	-1222	-1222	-5607	-5607	-2580,88	-2580,88	-4977,3	-4977,3	-197,6	-197,6
60	-845	-845	-3429	-3429	-929,609	-929,609	-3300,1	-3300,1	-131	-131
70	-330,8	-330,8	-1237	-1237	-96,8031	-96,8031	-1233,1	-1233,1	-48,95	-48,95
80	231,9	231,9	827,36	827,36	-90,4447	-90,4447	822,4	822,4	32,65	32,65
90	752,3	752,3	2643,5	2643,5	-752,304	-752,304	2534,2	2534,2	100,6	100,6
100	1157	1157	4126,5	4126,5	-1826,8	-1826,8	3700,1	3700,1	146,9	146,9
110	1400	1400	5236,6	5236,6	-3041,73	-3041,73	4262,6	4262,6	169,2	169,2
120	1474	1474	5980,5	5980,5	-4174,52	-4174,52	4282,5	4282,5	170	170
130	1396	1396	6405,3	6405,3	-5087,89	-5087,89	3891,1	3891,1	154,5	154,5
140	1205	1205	6585	6585	-5733,58	-5733,58	3238,6	3238,6	128,6	128,6
150	940	940	6605,9	6605,9	-6132,65	-6132,65	2455,3	2455,3	97,48	97,48
160	637,7	637,7	6551,1	6551,1	-6344,9	-6344,9	1630,8	1630,8	64,74	64,74
170	320,7	320,7	6488,7	6488,7	-6438	-6438	809,59	809,59	32,14	32,14
180	2E-13	2E-13	6462,8	6465,3	-6462,81	-6465,27	8E-13	8E-13	3E-14	3E-14
190	-320,8	-321,2	6491,8	6499,9	-6441,03	-6449,09	-809,97	-810,98	-32,16	-32,2
200	-638,9	-640,3	6563,6	6578	-6356,96	-6370,97	-1633,9	-1637,5	-64,87	-65,01
210	-944,1	-947,2	6635	6657	-6159,63	-6180,09	-2466,1	-2474,3	-97,9	-98,23

Продолжение таблицы 17

220	-1215	-1220	6639,4	6671	-5780,95	-5808,46	-3265,3	-3280,9	-129,6	-130,3
230	-1416	-1426	6496,1	6540,3	-5160,03	-5195,17	-3946,3	-3973,2	-156,7	-157,7
240	-1509	-1524	6122,4	6183,9	-4273,51	-4316,45	-4384,1	-4428,2	-174	-175,8
250	-1457	-1480	5449,2	5535,1	-3165,23	-3215,12	-4435,7	-4505,6	-176,1	-178,9
260	-1244	-1278	4437,5	4558,8	-1964,47	-2018,18	-3979	-4087,8	-158	-162,3
270	-880,1	-929,7	3092,5	3267	-880,094	-929,748	-2964,6	-3131,9	-117,7	-124,3
280	-413	-484,9	1473,5	1730,3	-161,077	-189,155	-1464,6	-1720	-58,15	-68,28
290	80,87	-23,15	-302,4	86,556	-23,6667	6,774372	301,46	-86,29	11,97	-3,426
300	507,5	357,8	-2059	-1452	-558,315	-393,616	1982	1397,4	78,69	55,47
310	775,8	563,3	-3559	-2584	-1638,13	-1189,46	3159,2	2293,9	125,4	91,07
320	820,9	531,7	-4488	-2907	-2852,03	-1847,19	3464,8	2244	137,6	89,09
330	631,6	240,2	-4439	-1688	-3489,23	-1326,71	2743,8	1043,3	108,9	41,42
340	254,7	-302,2	-2616	3104,5	-2359,91	2800,034	1130	-1340,7	44,86	-53,23
350	-153,6	-629,3	3107,9	12735	3030,275	12416,81	-690,28	-2828,5	-27,4	-112,3
360	-9E-13	-1E-12	13504	20905	13503,54	20904,82	-3E-12	-5E-12	-1E-13	-2E-13
370	1061	978,9	21478	19809	20941,84	19314,53	4770,4	4399,7	189,4	174,7
380	1947	1253	20005	12876	18043,69	11613,76	8639,6	5560,8	343	220,8
390	1908	987	13408	6936,3	10539,35	5452,417	8287,9	4287,6	329	170,2
400	1485	750,9	8117,1	4104,6	5158,672	2608,614	6267	3169,1	248,8	125,8
410	1265	696,5	5802,9	3194,8	2671,235	1470,66	5151,6	2836,2	204,5	112,6
420	1271	845,3	5158,4	3429,6	1398,637	929,8841	4965,2	3301,1	197,1	131,1
430	1462	1148	5467,8	4293,4	427,9447	336,0242	5451,1	4280,2	216,4	169,9
440	1749	1520	6239,2	5423,3	-682,057	-592,863	6201,8	5390,8	246,2	214
450	2033	1868	7142	6565,1	-2032,52	-1868,34	6846,7	6293,6	271,8	249,9
460	2232	2116	7964	7551,3	-3525,61	-3342,9	7141,1	6771	283,5	268,8
470	2296	2217	8586,7	8290	-4987,7	-4815,35	6989,6	6748,1	277,5	267,9
480	2210	2158	8967,4	8754,9	-6259,4	-6111,09	6421,4	6269,2	254,9	248,9
490	1988	1956	9120,6	8971,1	-7244,79	-7125,97	5540,7	5449,8	220	216,4
500	1665	1646	9099,4	8998,3	-7922,91	-7834,89	4475,2	4425,5	177,7	175,7
510	1272	1209	8935,7	8495,1	-8295,58	-7886,5	3321,3	3157,5	131,9	125,4
520	814	771,4	8363,2	7925	-8099,95	-7675,5	2081,9	1972,8	82,65	78,32
530	385	363,4	7791,1	7354,4	-7730,24	-7296,96	972,09	917,6	38,59	36,43
540	8E-13	7E-13	7261	6824,8	-7260,98	-6824,82	3E-12	3E-12	1E-13	1E-13
550	-336,5	-323,6	6809,7	6549,2	-6756,54	-6498,02	-849,64	-817,13	-33,73	-32,44
560	-664,1	-643,6	6822,8	6611,8	-6608,03	-6403,7	-1698,4	-1645,9	-67,43	-65,34
570	-978,8	-948,7	6879,1	6666,9	-6386,24	-6189,31	-2556,8	-2478	-101,5	-98,38
580	-1255	-1216	6860	6646,5	-5973,04	-5787,09	-3373,8	-3268,8	-133,9	-129,8
590	-1457	-1410	6682,3	6467,2	-5307,96	-5137,06	-4059,4	-3928,7	-161,2	-156
600	-1543	-1489	6259,5	6042,9	-4369,26	-4218,03	-4482,3	-4327,2	-177,9	-171,8
610	-1475	-1417	5517,2	5299,3	-3204,73	-3078,15	-4491	-4313,6	-178,3	-171,3
620	-1235	-1174	4408,2	4189,5	-1951,49	-1854,66	-3952,7	-3756,6	-156,9	-149,1
630	-832,6	-770,2	2925,5	2706,5	-832,571	-770,24	-2804,6	-2594,6	-111,3	-103
640	-310,8	-249,5	1109	890,3	-121,236	-97,325	-1102,4	-884,96	-43,76	-35,13
650	255,7	314	-956,2	-1174	-74,8414	-91,8958	953,31	1170,5	37,85	46,47
660	776,2	829,6	-3150	-3366	-853,965	-912,707	3031,6	3240,1	120,4	128,6
670	1162	1209	-5330	-5545	-2453,35	-2552,38	4731,4	4922,4	187,8	195,4
680	1345	1384	-7351	-7564	-4671,61	-4807,34	5675,3	5840,2	225,3	231,9
690	1292	1322	-9078	-9290	-7135,64	-7302,39	5611,3	5742,4	222,8	228
700	1012	1033	-10397	-10608	-9377,33	-9567,61	4490	4581,1	178,3	181,9
710	554,6	565,1	-11223	-11436	-10942,9	-11150,3	2492,7	2540	98,96	100,8
720	2E-12	2E-12	-11511	-11775	-11511,1	-11774,9	6E-12	6E-12	2E-13	2E-13

В таблице 18 приведены силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент двигателя в сравнении при работе на бензине при впрыске

на клапан и при работе на природном газе при впрыске непосредственно в цилиндр двигателя.

Таблица 18 – Силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого двигателя, в сравнении при работе на бензине при впрыске на клапан и при работе на природном газе при впрыске непосредственно в цилиндр двигателя

Ф _{кв}	Рш.ш., Н		Рк.ш1(5), Н		Рк.ш2(4), Н		Рк.ш3, Н	
	КПГ	Бензин	КПГ	Бензин	КПГ	Бензин	КПГ	Бензин
0	18936,17	19200,02	14391,9	14523,8	7293,0	29047,6	22613,1	11867,7
10	18806,01	18806,01	14296,9	14296,9	7094,4	28479,5	22560,4	11868,0
20	17659,07	17659,07	13643,4	13643,4	5617,7	26895,0	22506,7	11868,6
30	15865,81	15865,81	12646,2	12646,2	3455,5	24623,0	22452,0	11869,6
40	13610,78	13610,78	11444,6	11444,6	1063,4	22119,1	22396,5	11870,9
50	11175,55	11175,55	10234,0	10234,0	1088,4	19853,6	22340,1	11872,6
60	8982,87	8982,87	9249,5	9249,5	2624,3	18202,3	22283,0	11874,7
70	7622,29	7622,29	8706,6	8706,6	3340,1	17369,5	22225,1	11877,0
80	7560,39	7560,39	8691,3	8691,3	3228,1	17363,1	22166,6	11879,7
90	8561,06	8561,06	9101,1	9101,1	4980,1	5196,3	22107,5	22172,1
100	9964,35	9964,35	9727,3	9727,3	4491,5	4697,7	22047,9	22111,1
110	11301,51	11301,51	10378,4	10378,4	4285,0	4463,7	21987,8	22049,6
120	12364,91	12364,91	10935,3	10935,3	4455,4	4595,2	21927,3	21987,9
130	13104,02	13104,02	11348,3	11348,3	4833,0	4938,4	21866,5	21925,9
140	13551,34	13551,34	11616,5	11616,5	5216,7	5299,0	21805,4	21863,7
150	13778,26	13778,26	11766,9	11766,9	5508,1	5576,9	21744,2	21801,4
160	13866,22	13866,22	11836,9	11836,9	5695,2	5756,8	21683,3	21739,1
170	13886,71	13886,71	11862,3	11862,3	5804,6	5862,3	21622,4	21676,9
180	13887,90	13890,36	11867,7	11869,0	5865,1	5922,6	21561,7	21614,8
190	13889,75	13897,85	11863,8	11867,8	5889,5	5950,1	21501,3	21553,0
200	13878,56	13892,89	11843,0	11850,1	5863,7	5929,2	21441,3	21491,6
210	13806,74	13828,33	11780,9	11791,5	5746,6	5819,9	21381,8	21430,6
220	13603,74	13634,18	11641,9	11656,6	5485,6	5571,1	21322,8	21370,3
230	13189,32	13230,90	11388,6	11408,2	5042,5	5146,4	21264,6	21310,6
240	12493,10	12548,79	10993,8	11019,3	4431,2	4561,3	21207,1	21251,6
250	11481,72	11554,84	10456,9	10488,7	3758,7	3921,8	21150,5	21193,6
260	10197,85	10290,06	9822,2	9859,6	3230,6	3424,5	21094,9	21136,5
270	8818,45	8922,56	9196,6	9235,0	3011,7	3219,2	21040,4	21080,5
280	7726,26	7806,08	8747,6	8773,2	2984,5	3195,7	20987,1	21025,7
290	7454,85	7418,81	8649,5	8633,1	2863,8	3091,9	20935,1	20972,2
300	8225,76	7942,59	8970,4	8860,7	2603,2	2838,7	20884,4	20920,1
310	9598,04	8914,73	9586,4	9302,0	2627,1	2695,1	20835,3	20869,4
320	10845,45	9539,95	10210,4	9625,6	3217,7	2776,2	20787,7	20820,3
330	11253,93	8813,76	10471,2	9314,3	3662,0	2466,8	20741,8	20772,9
340	9850,02	4815,45	9832,5	7267,3	2752,4	3942,6	20697,7	20727,2
350	4448,69	5737,37	7129,6	2809,8	3842,5	12982,5	20655,4	20683,4
360	6078,46	13479,74	1884,6	1816,1	13898,3	21323,5	20615,0	20641,5
370	14333,86	12677,39	3009,1	2425,2	21230,8	19660,3	20576,6	20601,6
380	13689,30	6961,87	4336,9	3966,9	18273,2	11923,6	20540,3	20563,7
390	8853,68	4719,67	5339,2	6286,9	10731,7	5765,5	20506,1	20527,9
400	6664,21	5765,53	6819,5	7501,3	5330,0	2944,0	20474,2	20494,4
410	7009,84	6595,40	7741,8	8027,3	2820,1	1799,6	20444,4	20463,1
420	7808,42	7285,95	8316,2	8336,4	1516,7	1211,8	20417,0	20434,1
430	8869,84	8280,99	8852,4	8734,6	531,0	626,3	20391,9	20407,4
440	10207,28	9661,69	9497,8	9330,6	684,6	657,8	20369,2	20383,2
450	11675,74	11223,97	10241,7	10074,6	2037,9	1869,4	20348,9	20361,3
460	13073,35	12719,90	10995,0	10849,5	3539,9	3344,4	20331,1	20341,9
470	14245,42	13977,32	11666,0	11547,9	5005,1	4819,1	20315,7	20324,9
480	15116,19	14917,48	12196,2	12104,8	6274,0	6112,8	20302,8	20310,4
490	15681,34	15538,13	12567,9	12499,9	7251,6	7120,7	20292,4	20298,4
500	15987,13	15888,73	12795,0	12747,3	7918,0	7818,4	20284,5	20288,9

Продолжение таблицы 18

510	16067,67	15633,76	12891,5	12678,3	8276,5	7859,3	20279,0	20281,8
520	15664,00	15228,90	12728,9	12513,0	8071,8	7639,0	20276,0	20277,2
530	15186,47	14750,62	12510,9	12293,4	7697,5	7255,3	20275,5	20275,1
540	14686,07	14249,91	12266,8	12048,8	7231,2	6785,5	20277,4	20275,4
550	14207,05	13947,07	12022,1	11892,4	6740,4	6462,8	20281,7	20278,0
560	14135,52	13926,39	11970,5	11866,8	6593,1	6365,1	20288,3	20283,0
570	14046,00	13838,07	11898,3	11796,2	6382,0	6158,5	20297,3	20290,4
580	13816,39	13610,53	11744,6	11645,1	6008,7	5790,8	20308,5	20300,0
590	13364,47	13162,16	11471,3	11375,8	5445,9	5233,3	20322,0	20311,8
600	12617,36	12421,22	11050,6	10961,0	4737,7	4528,5	20337,7	20325,8
610	11539,59	11354,54	10482,0	10401,5	4057,3	3848,4	20355,5	20341,9
620	10175,66	10011,27	9813,2	9746,4	3702,2	3494,8	20375,3	20360,0
630	8720,92	8596,24	9160,6	9114,3	3835,7	3632,1	20397,2	20380,2
640	7626,42	7574,29	8714,4	8696,3	4206,9	3998,6	20421,0	20402,3
650	7560,27	7607,57	8686,8	8702,0	4439,5	4217,6	20446,7	20426,3
660	8816,65	8945,24	9189,2	9235,9	4425,7	4201,8	20474,2	20452,1
670	10953,05	11125,62	10142,8	10213,5	4507,0	4335,2	20503,5	20479,6
680	13361,84	13555,06	11333,1	11419,7	5270,0	5214,4	20534,5	20508,8
690	15604,53	15807,39	12522,5	12618,5	6761,9	6818,0	20567,1	20539,6
700	17391,98	17599,38	13512,8	13614,2	8414,8	8543,9	20601,3	20572,0
710	18536,36	18748,26	14162,7	14268,1	9621,9	9792,2	20637,0	20605,9
720	18936,17	19200,02	14391,9	14523,8	9992,9	10219,3	20674,1	20641,2

На рисунке 11 приведено сравнение суммарной силы, действующую на шатунную шейку в полярных координатах. На рисунке 12 приведено сравнение суммарных сил, действующих на 1-ю коренную шейку в полярных координатах.

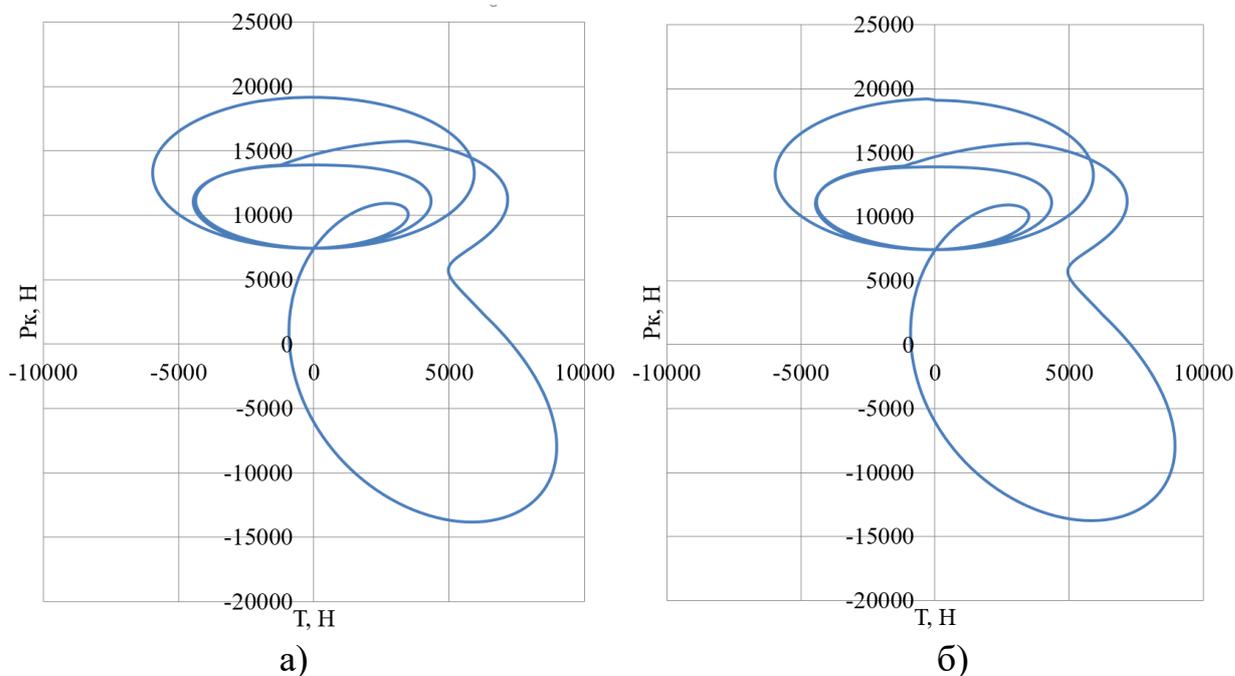


Рисунок 11 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку в полярных координатах при работе: (а) на бензине при впрыске на клапан; (б) на природном газе при впрыске непосредственно в цилиндр двигателя

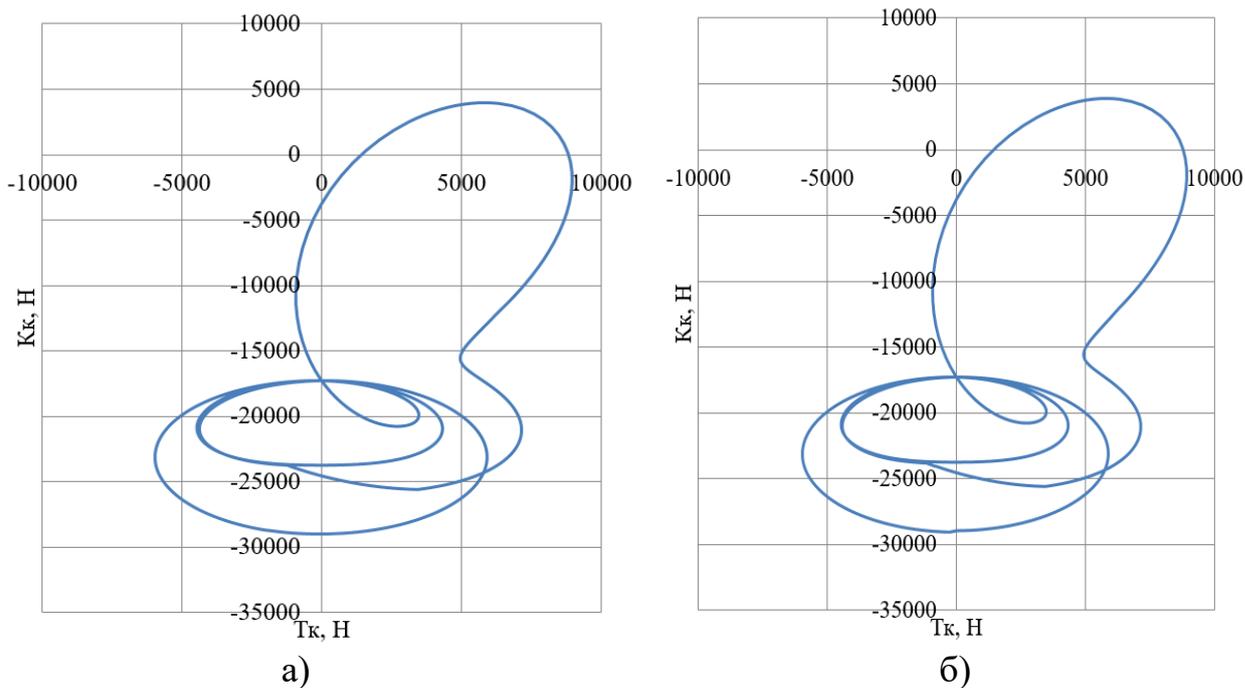


Рисунок 12 – Суммарные силы, действующие на 1-ю коренную шейку в полярных координатах: (а) при работе на бензине при впрыске на клапан; (б) при работе на природном газе при впрыске непосредственно в цилиндр двигателя

Выводы по 3-му разделу

При переходе с рабочего процесса с впрыском бензина на клапан на рабочий процесс с подачей природного газа непосредственно в цилиндр двигателя, нагрузки практически не изменились, это связано с тем, что природный газ даже при непосредственном впрыске горит несколько дольше бензина, и также при работе на бензине за счет испарения во впускном трубопроводе удастся немного снизить температуру воздуха на впуске, что приводит к увеличению наполнения. Таким образом принципиально если не увеличивать степень сжатия нагрузки не изменятся и можно использовать штатную конструкцию КШМ.

4 Моделирование токсичности при работе на бензине и впрыске на клапан и при работе на природном газе и впрыске непосредственно в цилиндр двигателя

Исследование работы двигателя, используя разнообразные виды альтернативных топлив, осуществлялось в среде программного обеспечения Ricardo Wave версии 19.1. Визуальное представление архитектуры модели демонстрируется на рисунке 13.

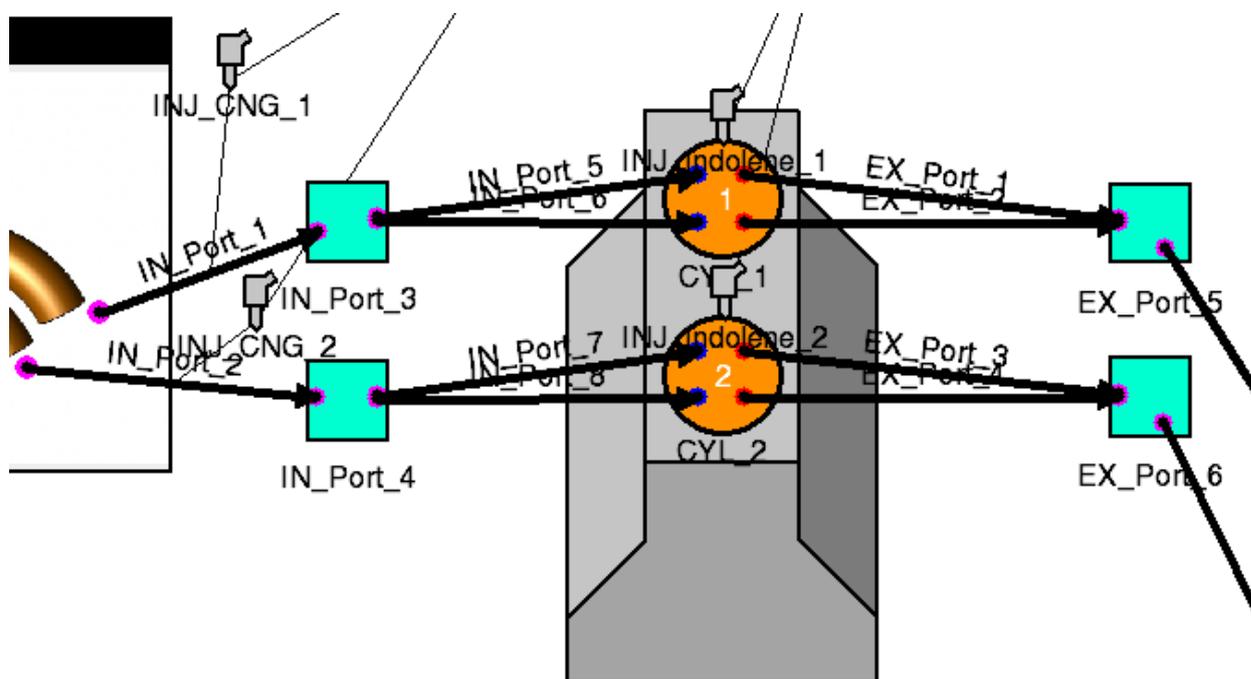


Рисунок 13 – Модель двухцилиндрового атмосферного двигателя на жидких топливах и газообразном топливе

4.1 Моделирование токсичности при работе на бензине и впрыске на клапан

Результаты моделирования четырехцилиндрового атмосферного двигателя на жидком топливе при работе на бензине в форме таблицы из программы WAVE Ricardo 19.1 представлены в таблице 19. На рисунках ниже будут приведены скоростные характеристики по основным параметрам работы двигателя.

Таблица 19 – Результаты моделирования при работе на бензине

Скорость двигателя	rpm	6000	5499	5000	4500	4000	3500	2999	2499	2000	1500	1000
Массовый расход воздуха	kg/hr	253.526	249.038	238.7	226.702	213.364	199.221	171.397	145.696	121.428	86.9854	51.2829
Псевдообъемный КПД	kg/hr/rpm	0.0422544	0.0452797	0.04774	0.0503781	0.053341	0.0569201	0.0571323	0.0582784	0.0607138	0.0579901	0.0512829
ВМЕР	bar	14.0531	15.674	17.0087	18.3253	19.6177	20.7776	20.8127	20.795	20.7975	17.9424	14.3534
Тормозная мощность	kW	61.5108	62.8886	62.0399	60.1578	57.245	53.051	45.549	37.9252	30.3438	19.6337	10.4709
Удельные выбросы СО при тормозах	g/kW/hr	152.664	129.492	118.117	100.693	66.994	16.3468	16.0667	15.344	13.9448	13.6056	10.3756
Удельные выбросы NO2 при работе тормозов	g/kW/hr	7.87019	8.55	8.54501	9.63195	12.8962	19.3138	19.2533	22.8681	24.5476	24.864	28.1988
Эффективность зарядки	-	0.974672	0.98772	1.00578	1.02489	1.05667	1.06612	1.06701	1.06625	1.07382	1.08452	1.08586
Достигнутая эффективность	-	0.904335	0.917889	0.935738	0.957448	1.00023	1.03757	1.05552	1.09403	1.15755	1.27783	1.34997
Общая эффективность	-	0.904335	0.917889	0.935737	0.957448	1.00023	1.03757	1.05552	1.09403	1.15755	1.27783	1.34997
Комбинированное перемещение	m^3	0.000875407	0.000875407	0.000875407	0.000875407	0.000875407	0.000875407	0.000875407	0.000875407	0.000875407	0.000875407	0.000875407
Тепловой КПД тормозного двигателя	%	26.095	27.5819	28.6066	29.6498	31.0947	33.3055	33.6827	34.074	34.3781	33.8675	32.6876
EGR	-	-3.95574e-07	-1.89465e-08	-6.68658e-07	4.69262e-10	-1.28558e-07	2.35056e-07	-2.94805e-07	1.51261e-07	1.40553e-07	-1.69817e-07	-5.57843e-09
FMEP	bar	2.01123	1.86929	1.72221	1.58593	1.45867	1.34166	1.2213	1.12271	1.04113	0.927502	0.817267
Потери энергии на трение	%	3.73463	3.28943	2.89654	2.56599	2.31203	2.1506	1.97651	1.83963	1.72098	1.75072	1.86119
Момент трения	N*m	14.0108	13.022	11.9974	11.048	10.1615	9.34638	8.50793	7.82112	7.25283	6.46125	5.69332
Отношение A/F (топливо l)	-	12.9035	13.0991	13.1936	13.3621	13.733	14.5258	14.5403	14.522	14.5729	14.4697	14.6894
BSFC (fuel l)	kg/kW/hr	0.319494	0.30227	0.291443	0.281189	0.268123	0.250325	0.247522	0.244679	0.242515	0.246171	0.255056
Удельные выбросы несгоревшего топлива при работе тормозов (топливо l)	g/kW/hr	3.82916	3.37511	3.15859	3.22023	3.50964	3.98825	4.97277	5.72881	6.41446	5.625	6.82872
Массовый расход топлива (топливо l)	kg/hr	19.6523	19.0093	18.0811	16.9157	15.3487	13.28	11.2744	9.2795	7.35882	4.83324	2.67068
Объемный расход топлива (топливо l)	L/hr	28.742	27.8016	26.444	24.7396	22.4478	19.4223	16.489	13.5715	10.7624	7.06873	3.90593
Выход несгоревшего топлива из двигателя (топливо l)	g/s	0.0654263	0.0589599	0.0544329	0.0538117	0.0558081	0.0587724	0.0629179	0.0603517	0.0540665	0.0306776	0.019862
ISFC (fuel l)	kg/kW/hr	0.279494	0.270062	0.264646	0.258792	0.249567	0.235142	0.233802	0.232146	0.230953	0.234071	0.241316
HC (fuel l)	ppm	1746.13	1608.49	1552.31	1621.77	1801.7	2064.39	2571.63	2907.34	3135.41	2491.74	2748.92
Массовый расход СО	g/s	2.60847	2.2621	2.03554	1.68264	1.0653	0.240892	0.203284	0.161645	0.117538	0.0742023	0.0301784
GMEP	bar	18.6525	20.0061	20.9383	21.82	22.5902	23.1859	22.5997	22.1198	21.7592	18.7191	15.1058
Массовый расход NO2	g/s	0.134473	0.14936	0.147259	0.160955	0.205068	0.284616	0.243603	0.240911	0.206908	0.135604	0.0820189

Продолжение таблицы 19

Скорость теплопередачи	W	22845.7	22472.6	21535.1	20481.4	19238.1	17946.7	15659.5	13542.6	11594.8	8780.04	6173
Потери при передаче тепла	%	9.69193	9.85611	9.92982	10.0946	10.4498	11.267	11.5799	12.1674	13.1364	15.1453	19.2706
Индикационная мощность	hp	94.2926	94.3928	91.6209	87.6546	82.4747	75.7364	64.6665	53.6043	42.7288	27.6902	14.8413
IMEP	bar	16.0643	17.5433	18.7309	19.9112	21.0764	22.1193	22.034	21.9177	21.8386	18.8699	15.1707
ISAC	kg/kW/hr	3.60563	3.53804	3.49377	3.46829	3.46925	3.52749	3.55434	3.64488	3.81095	4.21265	4.6338
Индикаторный крутящий момент	N*m	111.909	122.212	130.485	138.707	146.824	154.089	153.495	152.685	152.134	131.453	105.684
Lambda	-	0.886418	0.899857	0.906351	0.917922	0.943404	0.997869	0.998864	0.997604	1.0011	0.994016	1.00911
Давление выпускного отверстия	bar	2.06245	2.09266	2.07966	2.0648	2.01532	1.80106	1.67388	1.57402	1.48331	1.32031	1.1784
Trapped equivalence ratio	-	1.12814	1.11129	1.10333	1.08942	1.05999	1.00214	1.00114	1.0024	0.998901	1.00602	0.990975
Давление впускного канала	bar	1.6392	1.73341	1.79783	1.86104	1.8853	1.93784	1.90457	1.86348	1.82048	1.56353	1.31111
PMEP	bar	-2.58823	-2.46283	-2.20736	-1.90878	-1.51379	-1.06667	-0.565705	-0.202129	0.0794224	0.150795	0.0648751
PMEP from crossing point	bar	-1.83761	-1.73617	-1.5298	-1.28819	-0.981705	-0.620983	-0.253548	0.011769	0.210702	0.200529	0.0756874
CO	ppm	34621.8	30691.2	28869.3	25219.8	17103.9	4208.04	4132.14	3872.64	3389.88	2997.35	2077.18
NOx	ppm	1086.69	1233.81	1271.59	1468.81	2004.62	3027.09	3014.84	3514.07	3633.23	3335.04	3437.17
Крутящий момент насосных потерь	N*m	-18.0304	-17.1568	-15.3771	-13.2971	-10.5455	-7.4307	-3.94087	-1.40809	0.55328	1.05048	0.451939
Объемный КПД	-	0.924917	0.937193	0.952719	0.974763	1.01293	1.04412	1.06083	1.09768	1.16054	1.27907	1.35133
Объемный КПД (только воздух)	-	0.924918	0.937193	0.952721	0.974763	1.01293	1.04412	1.06083	1.09768	1.16054	1.27906	1.35133
Остаточная газовая фракция	%	3.89198	3.4205	2.98639	2.52244	1.74579	0.956824	0.694812	0.458344	0.305439	0.172335	0.114301
Эффективность очистки	-	0.96108	0.965795	0.970136	0.974776	0.982542	0.990432	0.993052	0.995417	0.996946	0.998277	0.998857
Коэффициент очистки	-	0.891724	0.897515	0.902577	0.910627	0.930063	0.963908	0.982361	1.02135	1.07469	1.17622	1.2418
Эталонная температура окружающей среды	K	298	298	298	298	298	298	298	298	298	298	298
Температура выхлопных газов	K	1436.39	1438	1436.18	1436.84	1439.98	1453.24	1422.02	1362.37	1290	1183.4	1087.7
Температура газа впускного канала	K	319.699	320.212	321.124	322.314	322.158	321.9	320.652	318.786	316.294	313.964	314.515
Тормозной момент	N*m	97.8978	109.19	118.488	127.659	136.663	144.743	144.988	144.864	144.882	124.992	99.9904
Коэффициент наполнения	-	1.07778	1.07608	1.07485	1.07044	1.05642	1.02752	1.01088	0.974608	0.927661	0.848719	0.804359
Коэффициент наполнения (только воздух)	-	1.00026	0.999755	0.999122	0.995911	0.98472	0.961336	0.945833	0.911818	0.868092	0.79385	0.753092
Объемный КПД захваченного воздуха	-	1.38213	1.48035	1.55979	1.64069	1.71767	1.78939	1.7671	1.73773	1.72353	1.50542	1.26295
Общий объемный КПД	-	1.38177	1.48071	1.56116	1.64743	1.74432	1.86136	1.8683	1.90578	1.98542	1.89636	1.67702

На рисунке 14 представлены эффективные параметры двигателя.

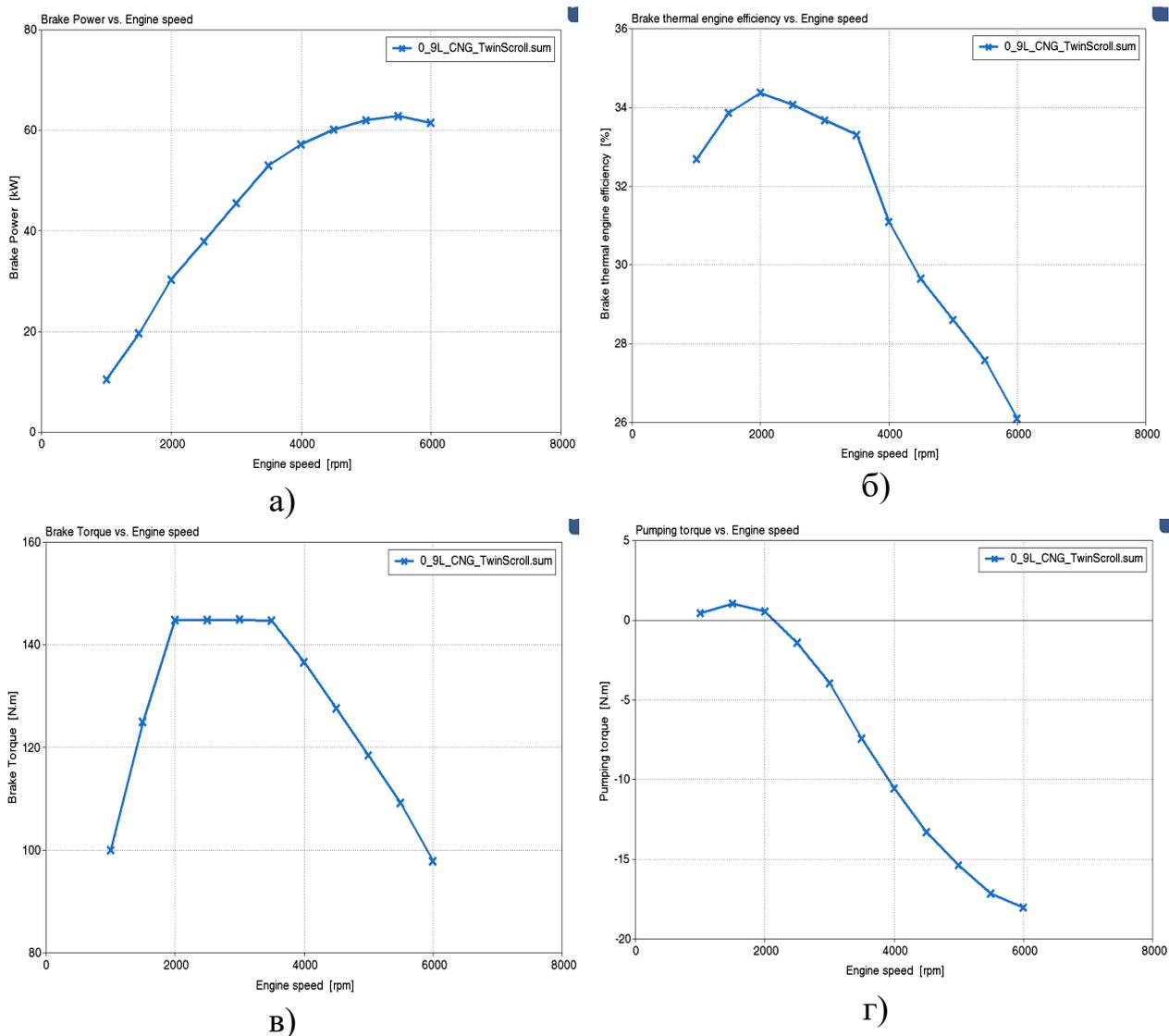
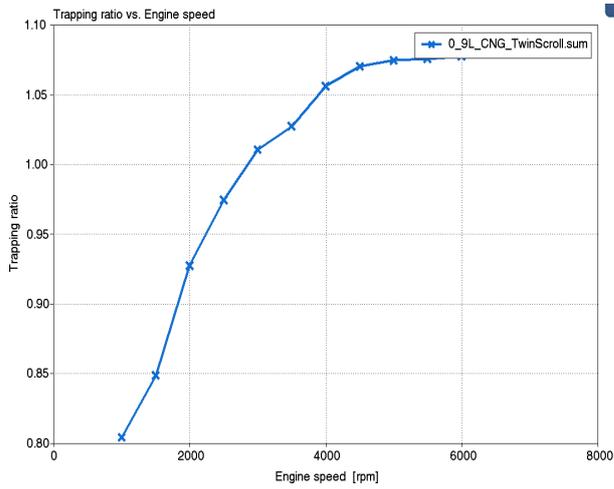
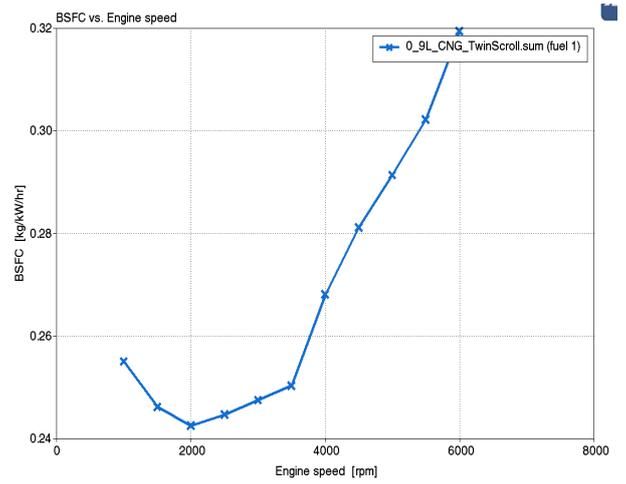


Рисунок 14 – Основные эффективные параметры двигателя: а) эффективная мощность; б) эффективный КПД; в) крутящий момент; г) насосные потери крутящего момента

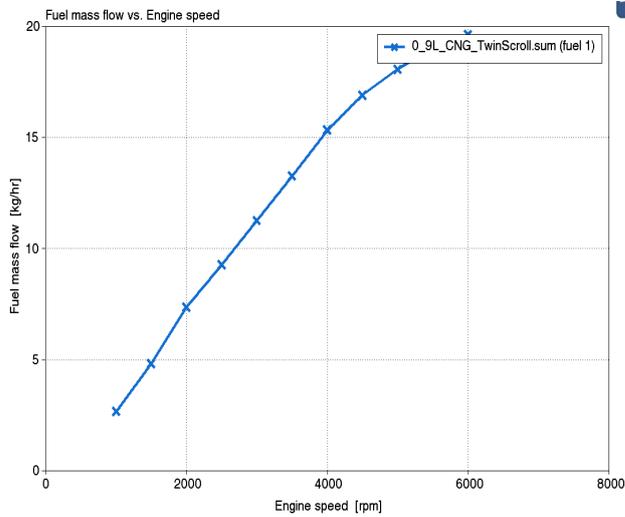
На рисунке 15 представлены осредненные эффективны параметры, характеризующие рабочий процесс двигателя.



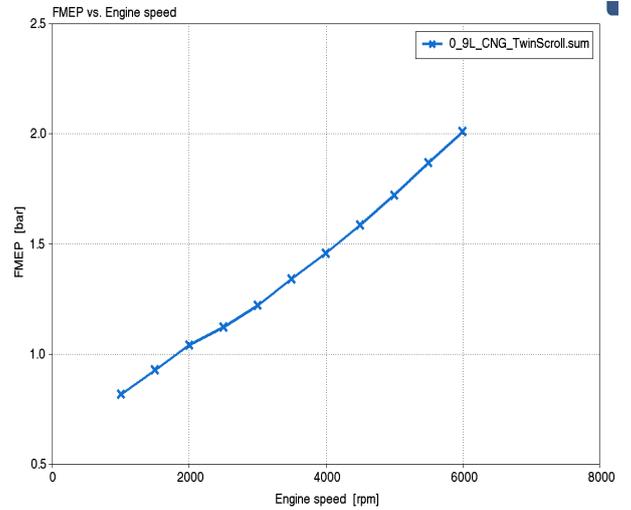
а)



б)



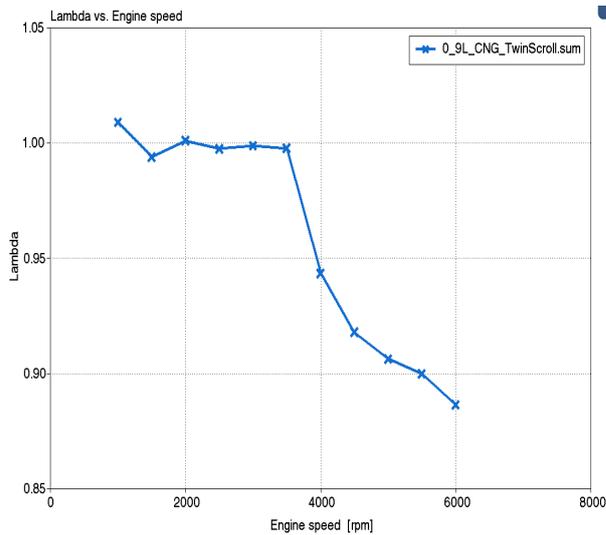
в)



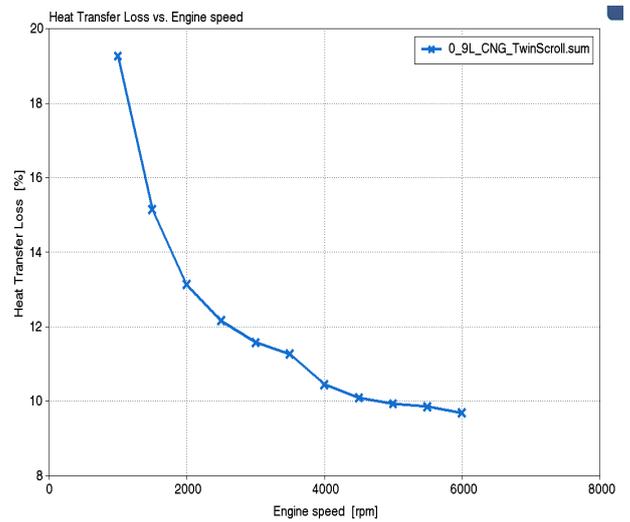
г)

Рисунок 15 – Основные эффективные параметры двигателя: а) коэффициент наполнения; б) удельный эффективный расход топлива; в) часовой расход топлива; г) средние потери давления на трение

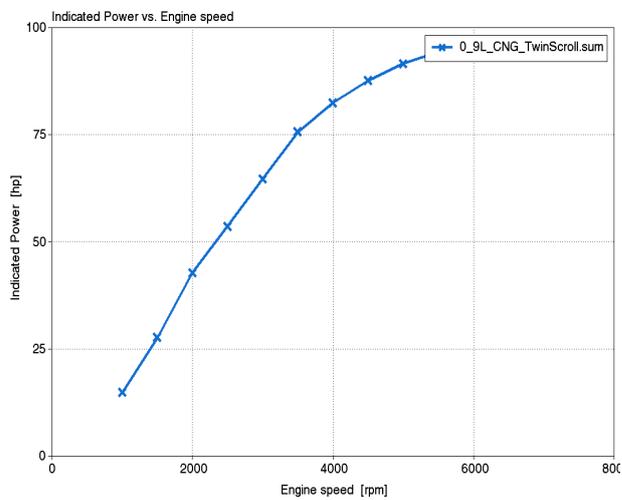
На рисунке 16 представлены индикаторные параметры двигателя, характеризующие рабочий процесс двигателя.



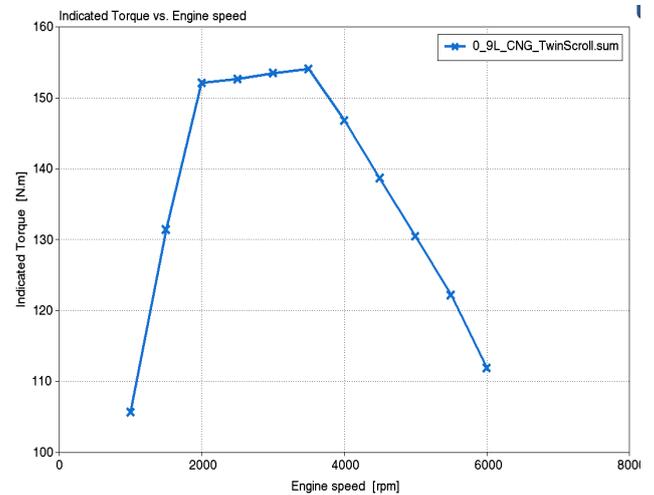
а)



б)



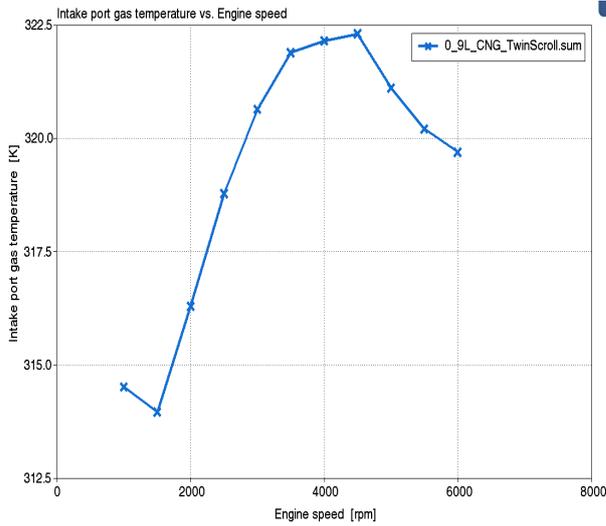
в)



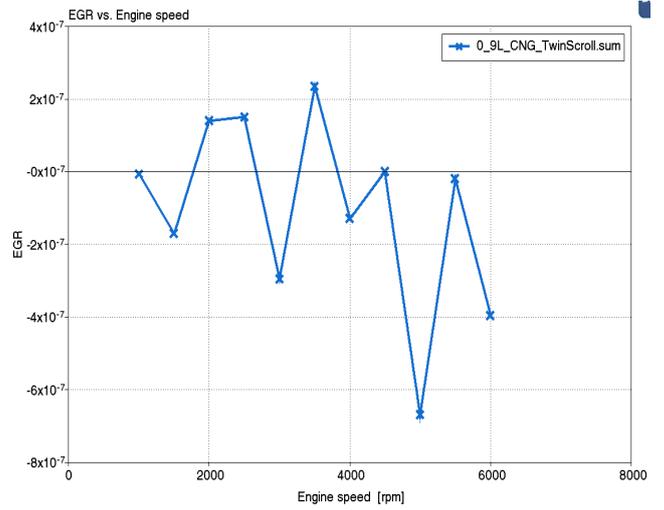
г)

Рисунок 16 – Основные индикаторные параметры двигателя: а) коэффициент избытка воздуха; б) доля потерь тепла в стенку в %; в) индикаторная мощность; г) индикаторный крутящий момент

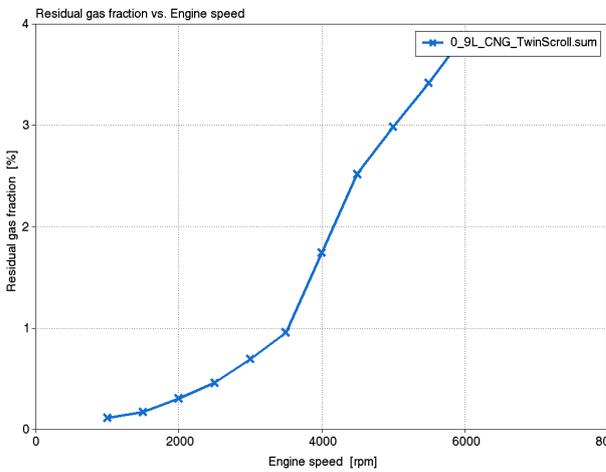
На рисунке 17 представлены основные параметры двигателя, характеризующие рабочий процесс двигателя.



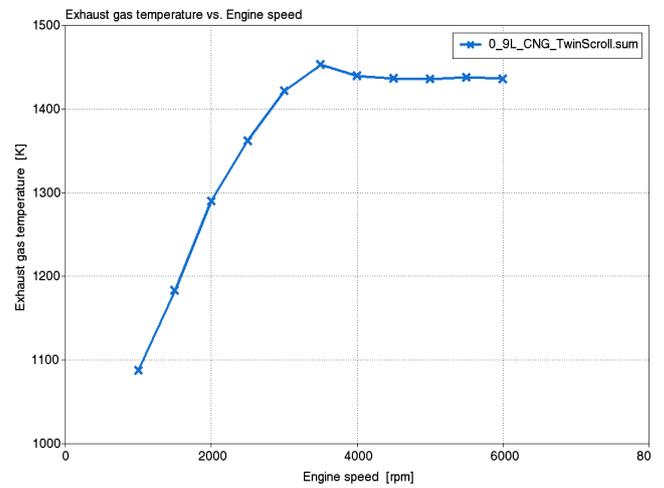
а)



б)



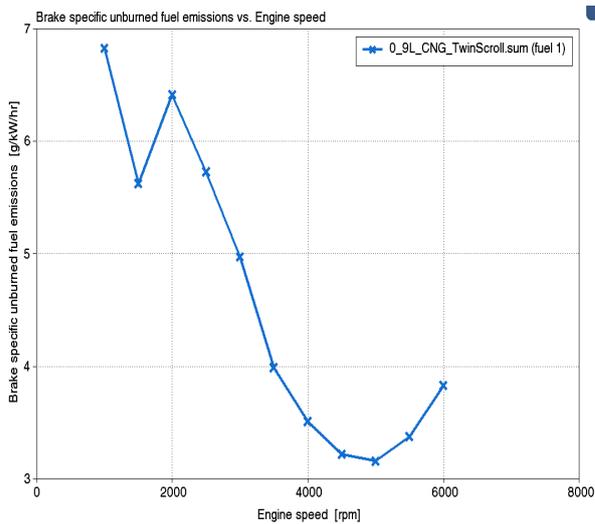
в)



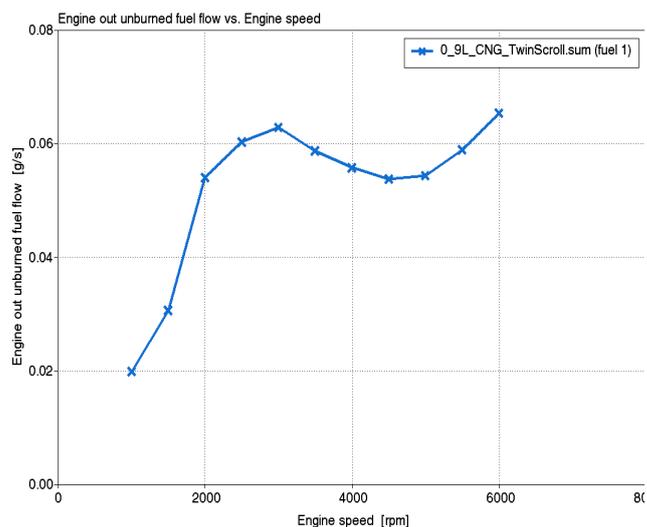
г)

Рисунок 17 – Основные параметры двигателя: а) температура воздуха на впуске; б) коэффициент перепуска отработавших газов; в) коэффициент остаточных газов; г) температура остаточных газов

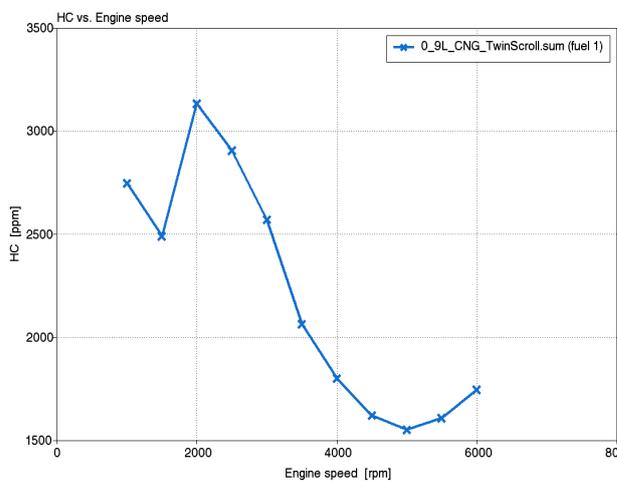
На рисунке 18 представлены основные параметры токсичности по несгоревшим углеводородам, характеризующие рабочий процесс двигателя и полноту сгорания топлива.



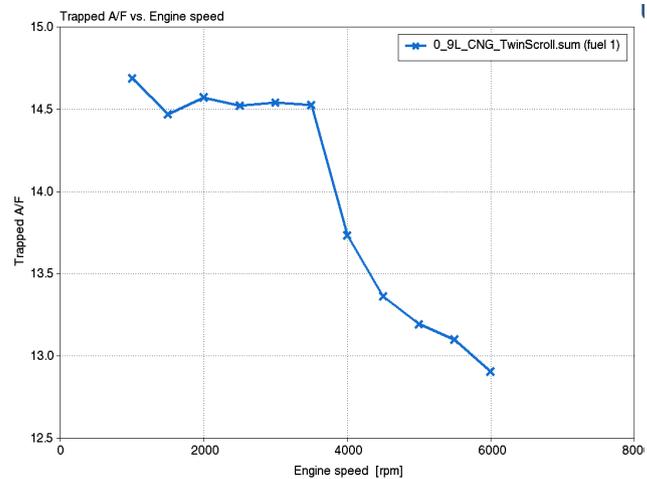
а)



б)



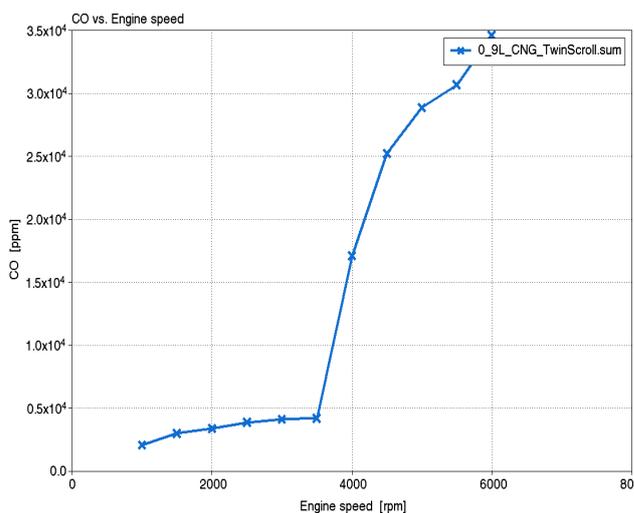
в)



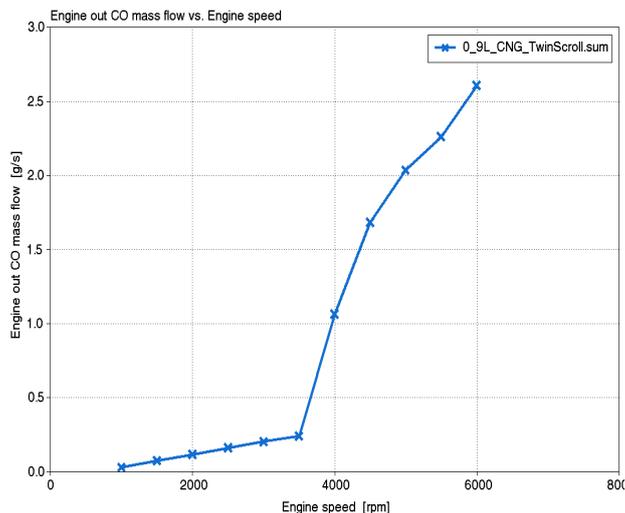
г)

Рисунок 18 – Токсичность по несгоревшим углеводородам: а) в грамм на кВт час; б) в грамм на секунду; в) в ppm (частиц на миллион); г) массовое отношение воздуха к топливу

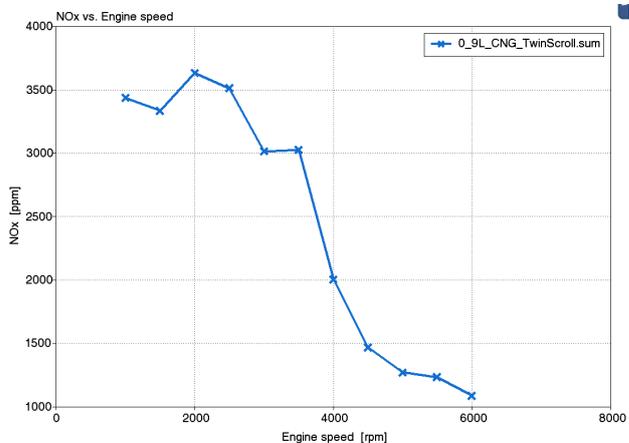
На рисунке 19 представлены основные параметры токсичности по оксидам углерода и оксидам азота, характеризующие общую токсичность двигателя и возможности работы каталитического нейтрализатора.



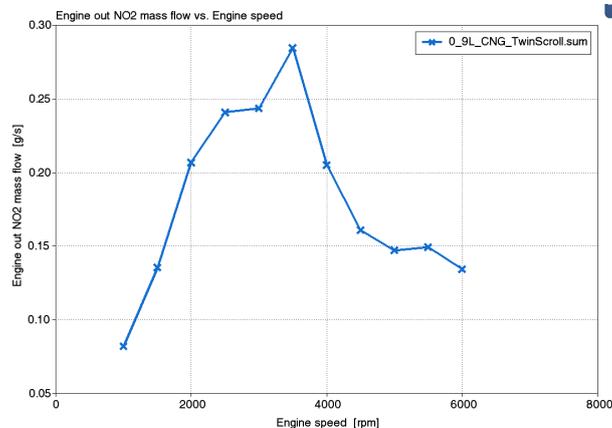
а)



б)



в)



г)

Рисунок 19 – Токсичность по оксидам углерода и оксидам азота: а) по оксидам углерода в ppm (частиц на миллион); б) по оксидам углерода в грамм на секунду; в) по оксидам азота в ppm (частиц на миллион); г) по оксидам азота в грамм на секунду

4.2 Моделирование токсичности при работе на природном газе и впрыске непосредственно в цилиндр двигателя

Результаты моделирования четырехцилиндрового атмосферного двигателя на жидком топливе при работе на сжатом природном газе подаваемом непосредственно в цилиндр двигателя в форме таблицы из программы WAVE Ricardo 19.1 представлены в таблице 20. На рисунках ниже будут приведены скоростные характеристики по основным параметрам работы двигателя.

Таблица 20 – Результаты моделирования при работе на природном газе подаваемом непосредственно в цилиндр

Скорость двигателя	rpm	6000	5499	4999	4500	3999	3499	2999	2500	2000	1499	999
Массовый расход воздуха	kg/hr	75.0611	76.2844	75.3242	74.512	76.1076	76.2068	61.5383	46.3689	31.1111	19.2173	11.9312
Псевдообъемный КПД	kg/hr/rpm	0.0125102	0.0138699	0.0150649	0.0165582	0.0190269	0.0217734	0.0205128	0.0185475	0.0155555	0.0128116	0.0119312
ВМЕР	bar	14.1514	15.7681	17.0796	18.3503	19.6505	20.7565	18.5016	15.0014	12.054	9.82387	8.53023
Тормозная мощность	kW	21.2045	21.658	21.3267	20.6221	19.6296	18.1426	13.8614	9.36587	6.02056	3.68002	2.13028
Удельные выбросы СО при тормозах	g/kW/hr	19.7477	10.5451	18.0205	10.8156	52.0416	107.004	147.6	193.428	194.624	164.573	145.531
Удельные выбросы NO2 при работе тормозов	g/kW/hr	0.0370405	0.0620961	0.0707705	0.0764275	0.0331269	0.0126325	0.00394242	0.000851198	0.00017974	8.93503e-05	8.82786e-05
Эффективность зарядки	-	0.927349	0.949428	0.933375	0.959602	1.02813	1.02858	1.04504	1.04674	1.05283	1.06674	1.05689
Достигнутая эффективность	-	0.883949	0.911672	0.904326	0.949959	1.08201	1.16288	1.21205	1.29432	1.29842	1.25484	1.23052
Общая эффективность	-	0.883953	0.911664	0.904316	0.949957	1.08201	1.16288	1.21205	1.29432	1.29842	1.25484	1.23052
Комбинированное перемещение	m^3	0.000299681	0.000299681	0.000299681	0.000299681	0.000299681	0.000299681	0.000299681	0.000299681	0.000299681	0.000299681	0.000299681
Тепловой КПД тормозного двигателя	%	34.6214	34.8092	34.7189	33.9288	31.604	29.192	27.6059	24.7549	23.7178	23.4725	21.8861
EGR	-	4.28628e-06	-8.2956e-06	-1.08585e-05	-1.57864e-06	2.27682e-07	-9.25556e-09	-1.075e-07	1.72395e-10	8.03368e-08	1.33252e-07	1.28707e-07
FMEP	bar	1.17532	1.15959	1.1288	1.1008	1.07647	1.04652	0.967136	0.878836	0.804595	0.7478	0.714999
Потери энергии на трение	%	2.87543	2.55987	2.29459	2.03532	1.73129	1.47183	1.44305	1.45024	1.58315	1.78674	1.83448
Момент трения	N*m	2.8029	2.76537	2.69195	2.62517	2.56716	2.49573	2.30642	2.09584	1.91879	1.78335	1.70512
Отношение A/F (топливо l)	-	14.4941	14.4311	14.3677	14.1239	13.3284	12.5827	12.0417	11.4763	11.4564	11.7992	11.9925
BSFC (fuel l)	kg/kW/hr	0.24081	0.239512	0.240134	0.245726	0.263802	0.285599	0.302008	0.336789	0.351517	0.35519	0.380935
Удельные выбросы несгоревшего топлива при работе тормозов (топливо l)	g/kW/hr	14.4612	14.3166	14.9311	16.8035	20.3174	27.6667	26.1488	37.6948	39.4128	34.0226	39.1631
Массовый расход топлива (топливо l)	kg/hr	5.10625	5.18734	5.12127	5.06739	5.17832	5.18151	4.18624	3.15432	2.11633	1.3071	0.8115
Объемный расход топлива (топливо l)	g/s	0.0851781	0.0861305	0.0884528	0.0962567	0.110784	0.139429	0.100683	0.0980678	0.0659131	0.0347788	0.0231746
Выход несгоревшего топлива из двигателя (топливо l)	kg/kW/hr	0.222344	0.223104	0.225248	0.23182	0.250101	0.27189	0.287005	0.318151	0.329521	0.330065	0.351475
ISFC (fuel l)	ppm	7947.5	7901.08	8212.4	9010.25	10061.7	12552.4	11144.3	14341.8	14363.9	12301.5	13239.1
HC (fuel l)	g/s	0.116317	0.0634408	0.106755	0.0619556	0.283765	0.539257	0.568315	0.503229	0.325485	0.168231	0.086117
Массовый расход СО	bar	15.4439	17.0064	18.2158	19.4071	20.6285	21.4497	19.1046	15.6278	12.7197	10.5605	9.26569
GMEP	g/s	0.000218173	0.000373577	0.00041925	0.000437804	0.00018063	6.36627e-05	1.51798e-05	2.2145e-06	3.00593e-07	9.13363e-08	5.22384e-08
Массовый расход NO2	W	7129.49	7307.94	7212.62	7031.22	6735.57	6245.68	5200.98	4044.3	3185.25	2569.45	2090.03

Продолжение таблицы 20

Скорость теплопередачи	%	11.6406	11.7455	11.7418	11.5682	10.8444	10.0495	10.3581	10.6895	12.5482	16.3889	21.4726
Потери при передаче тепла	hp	30.7973	31.1798	30.4897	29.3136	27.7657	25.5563	19.5601	13.2956	8.61261	5.31064	3.09621
Индикационная мощность	bar	15.3267	16.9277	18.2084	19.4511	20.727	21.803	19.4687	15.8802	12.8586	10.5717	9.24523
IMEP	kg/kW/hr	3.26842	3.28095	3.31296	3.40873	3.67583	3.99882	4.21901	4.67685	4.84413	4.85268	5.16759
ISAC	N*m	36.551	40.3689	43.4231	46.3867	49.4296	51.9957	46.4288	37.8709	30.6649	25.2112	22.048
Индикаторный крутящий момент	-	0.995691	0.991364	0.987007	0.970258	0.915611	0.864383	0.827218	0.788375	0.787013	0.81056	0.82384
Lambda	bar	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Давление выпускного отверстия	bar	1.32945	1.39562	1.47268	1.51542	1.54048	1.3505	1.26454	1.1634	1.08154	1.02239	0.982081
Trapped equivalence ratio	-	1.00433	1.00871	1.01316	1.03065	1.09217	1.1569	1.20887	1.26843	1.27063	1.23372	1.21383
Давление впускного канала	bar	1.48661	1.59945	1.75247	1.83216	1.84492	1.96527	1.76949	1.49282	1.24523	1.06851	1.03124
PMEP	bar	-0.117187	-0.078783	-0.00745747	0.0440039	0.0985265	0.353314	0.364059	0.252358	0.138894	0.0111778	-0.0204598
PMEP from crossing point	bar	-0.0385797	-0.00472482	0.0682343	0.11614	0.157052	0.401508	0.386748	0.261958	0.141884	0.012188	-0.0202629
CO	ppm	5397.39	2894.26	4929.31	2884.2	12817.2	24143.9	31284.3	36600	35275.3	29592.9	24466.7
NOx	ppm	6.16386	10.3767	11.7864	12.4089	4.96745	1.73542	0.508762	0.0980622	0.0198349	0.00978215	0.00903618
Крутящий момент насосных потерь	N*m	-0.279467	-0.187881	-0.0177845	0.10494	0.234965	0.842579	0.868205	0.601821	0.331232	0.0266566	-0.0487923
Объемный КПД	-	0.9043	0.933372	0.92437	0.962668	1.09068	1.17249	1.2184	1.29988	1.30244	1.25678	1.23296
Объемный КПД (только воздух)	-	0.904298	0.933377	0.924376	0.962669	1.09068	1.17249	1.2184	1.29988	1.30244	1.25678	1.23296
Остаточная газовая фракция	%	1.4049	1.09455	0.917626	0.586761	0.200044	0.0582479	0.044299	0.0290828	0.0476677	0.100903	0.139861
Эффективность очистки	-	0.985951	0.989055	0.990824	0.994132	0.997999	0.999417	0.999557	0.999709	0.999523	0.998991	0.998601
Коэффициент очистки	-	0.939812	0.949714	0.959977	0.984141	1.05031	1.12991	1.15929	1.23617	1.23267	1.17514	1.16266
Эталонная температура окружающей среды	K	298	298	298	298	298	298	298	298	298	298	298
Температура выхлопных газов	K	1308.59	1298.59	1292.74	1260.98	1168.45	1074.01	1023.45	931.615	908.106	912.042	865.994
Температура газа впускного канала	K	327.688	327.971	328.177	327.909	327.296	327.439	326.168	324.983	324.248	326.484	331.793
Тормозной момент	N*m	33.7481	37.6036	40.7312	43.7616	46.8624	49.5	44.1224	35.7751	28.7462	23.4279	20.3428
Коэффициент наполнения	-	1.0491	1.04141	1.03212	1.01015	0.950199	0.884508	0.862212	0.808717	0.810857	0.850106	0.858896
Коэффициент наполнения (только воздух)	-	0.981386	0.97393	0.964967	0.943359	0.883883	0.819389	0.7961	0.743897	0.745763	0.783687	0.79279
Объемный КПД захваченного воздуха	-	1.17279	1.29038	1.38865	1.49213	1.6065	1.70425	1.55995	1.318	1.10816	0.959097	0.903563
Общий объемный КПД	-	1.19503	1.32492	1.43907	1.58172	1.81755	2.0799	1.95949	1.77175	1.48594	1.22383	1.13973

На рисунке 20 представлены эффективные параметры двигателя.

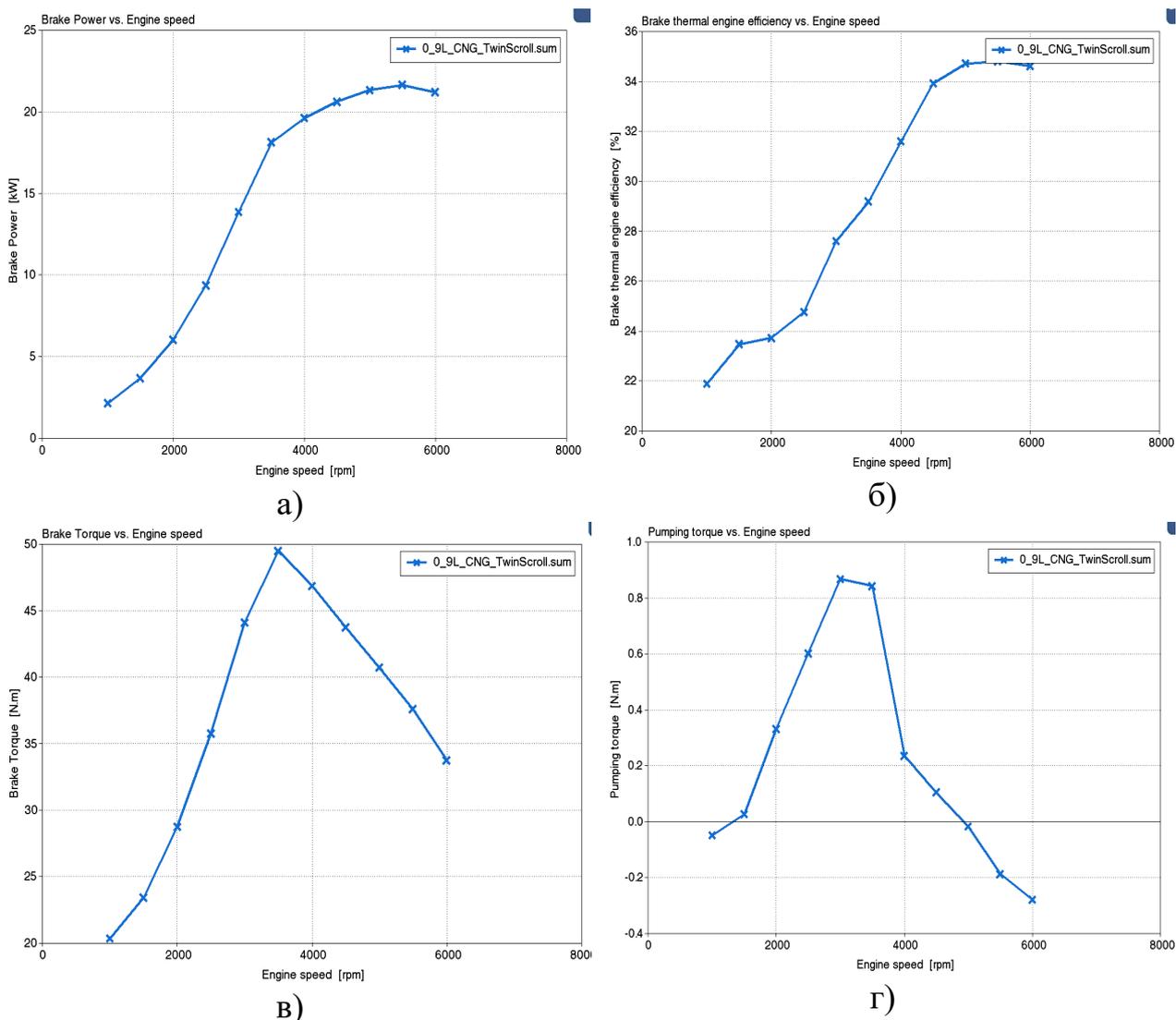
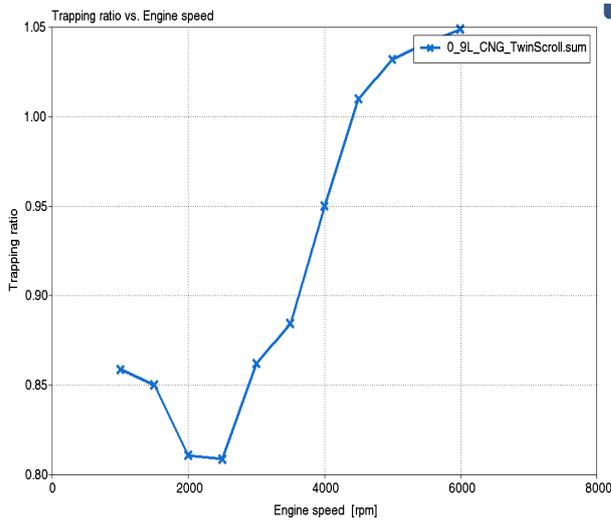
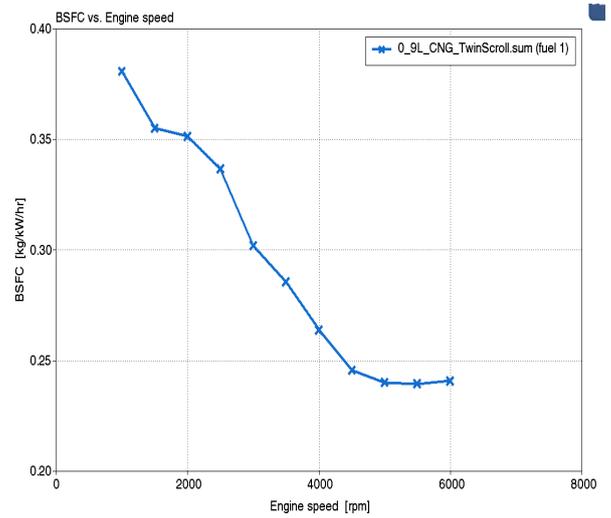


Рисунок 20 – Основные эффективные параметры двигателя: а) эффективная мощность; б) эффективный КПД; в) крутящий момент; г) насосные потери крутящего момента

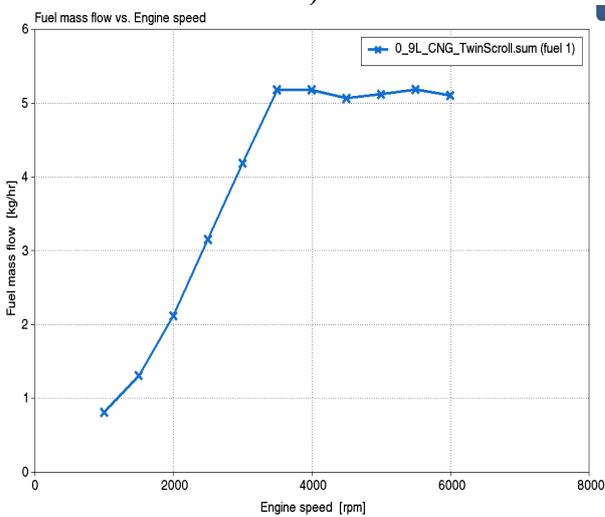
На рисунке 21 представлены осредненные эффективны параметры, характеризующие рабочий процесс двигателя.



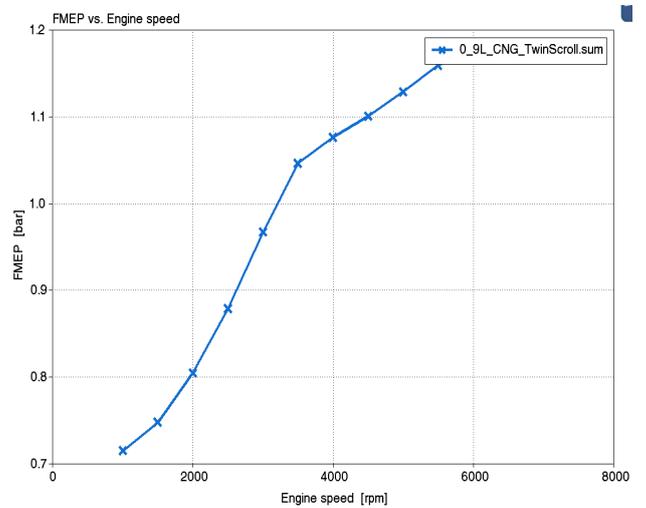
а)



б)



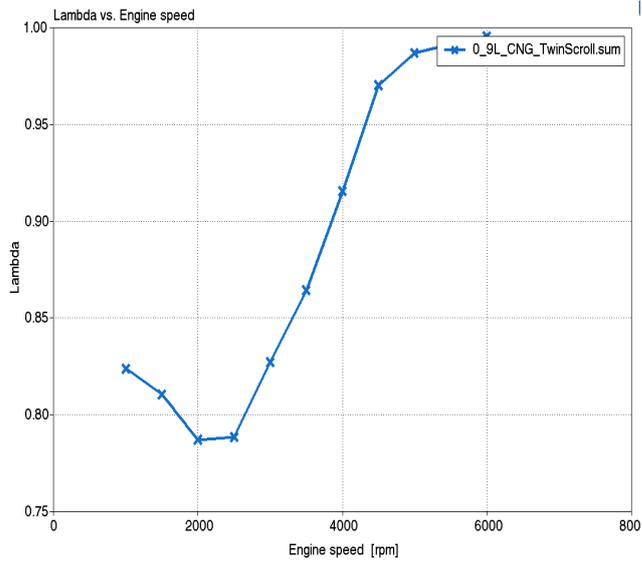
в)



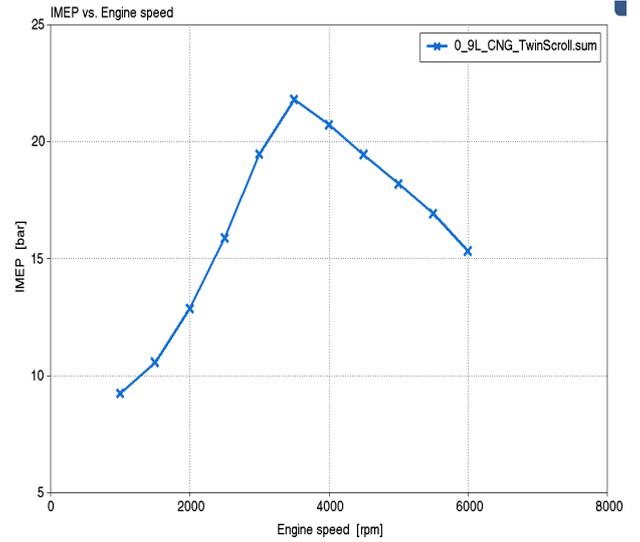
г)

Рисунок 21 – Основные эффективные параметры двигателя: а) коэффициент наполнения; б) удельный эффективный расход топлива; в) часовой расход топлива; г) средние потери давления на трение

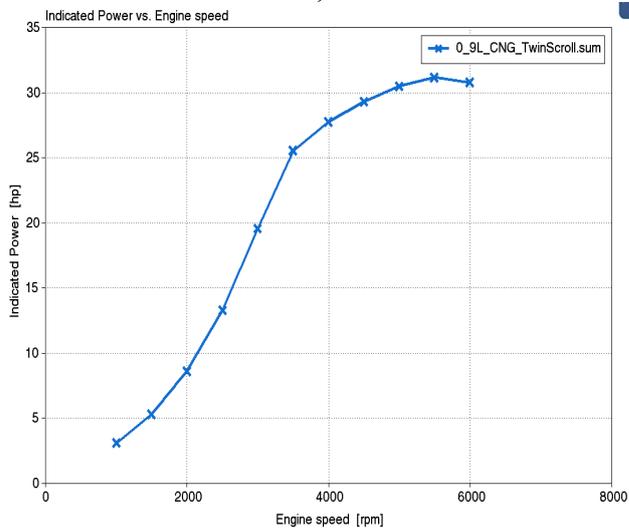
На рисунке 22 представлены индикаторные параметры двигателя, характеризующие рабочий процесс двигателя.



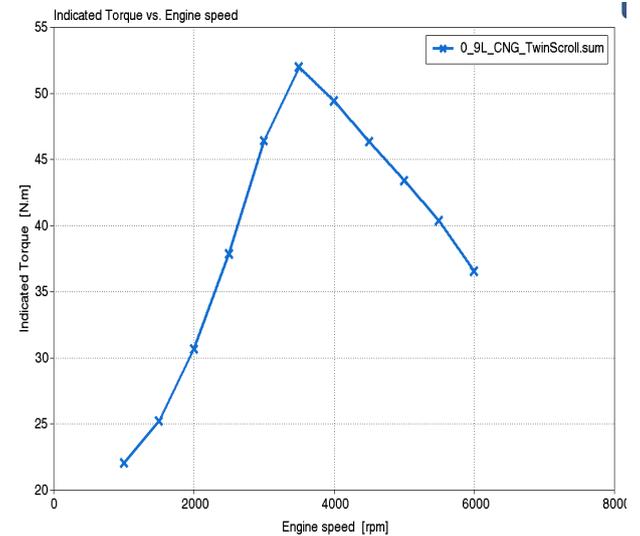
а)



б)



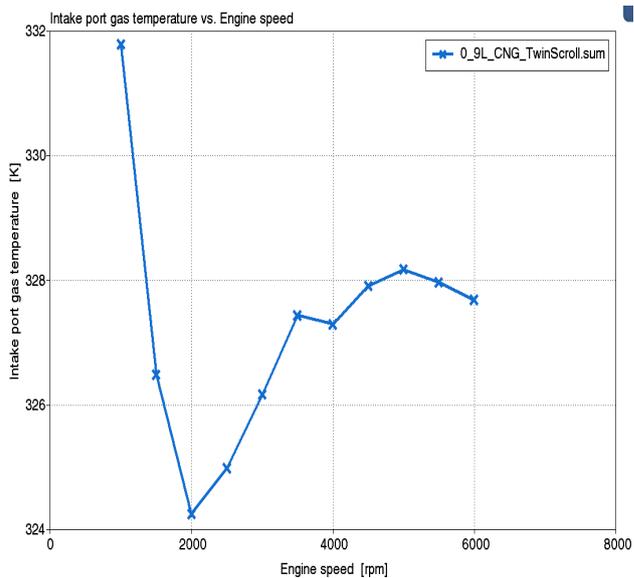
в)



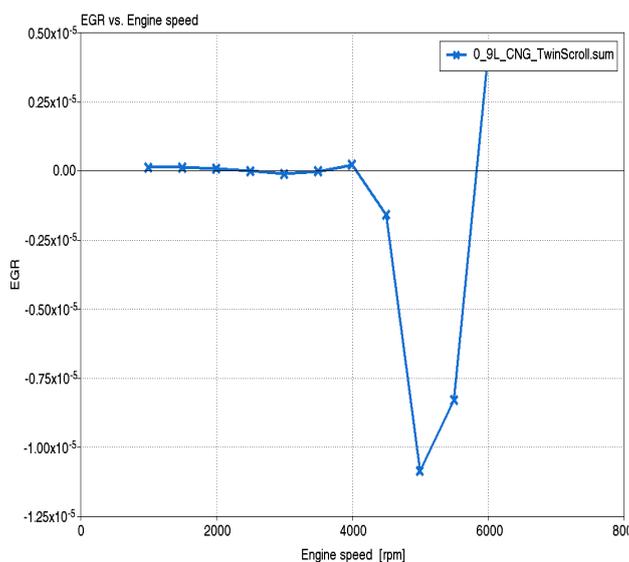
г)

Рисунок 22 – Основные индикаторные параметры двигателя: а) коэффициент избытка воздуха; б) среднее индикаторное давление в) индикаторная мощность; г) индикаторный крутящий момент

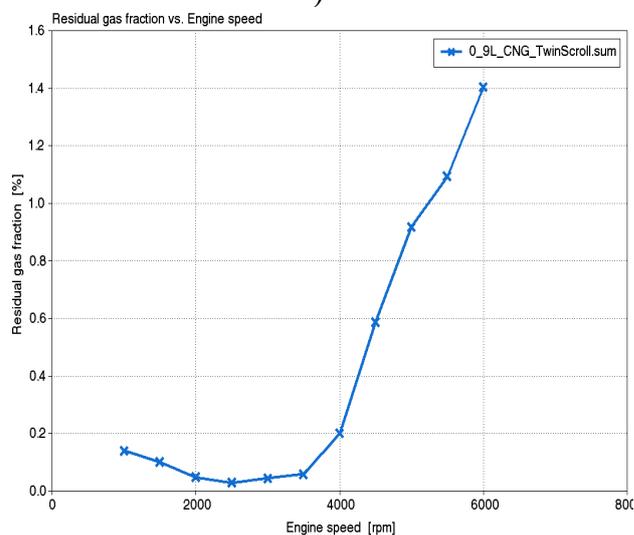
На рисунке 23 представлены основные параметры двигателя, характеризующие рабочий процесс двигателя.



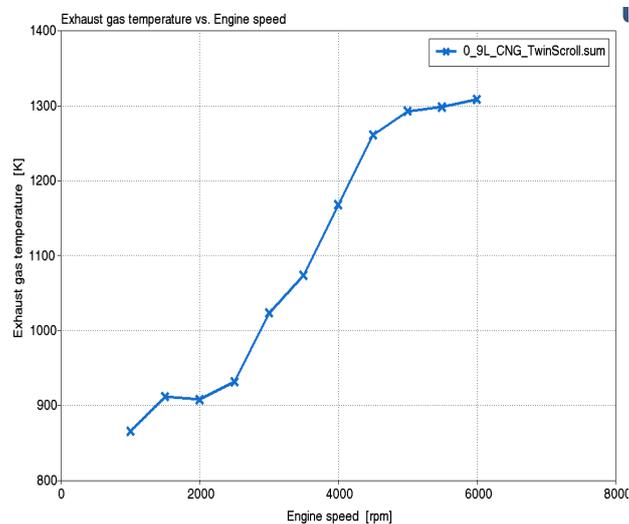
а)



б)



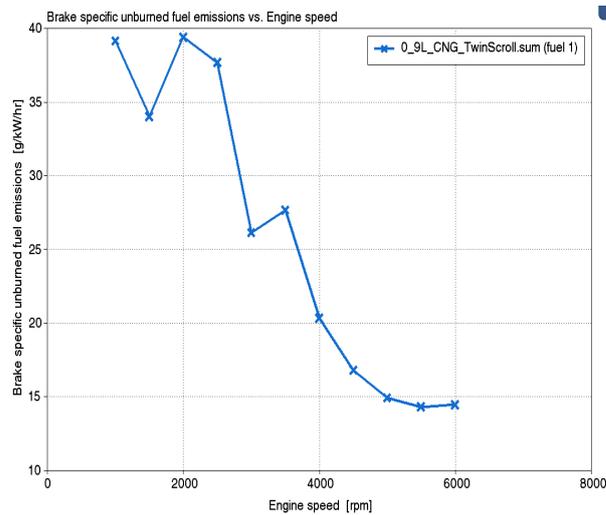
в)



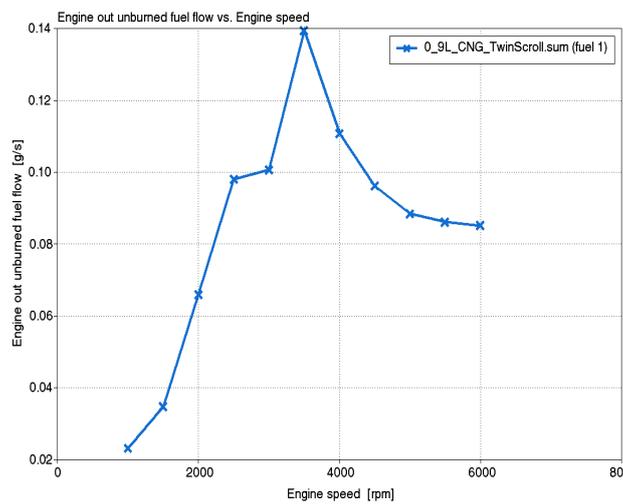
г)

Рисунок 23 – Основные параметры двигателя: а) температура воздуха на впуске; б) коэффициент перепуска отработавших газов; в) коэффициент остаточных газов; г) температура остаточных газов

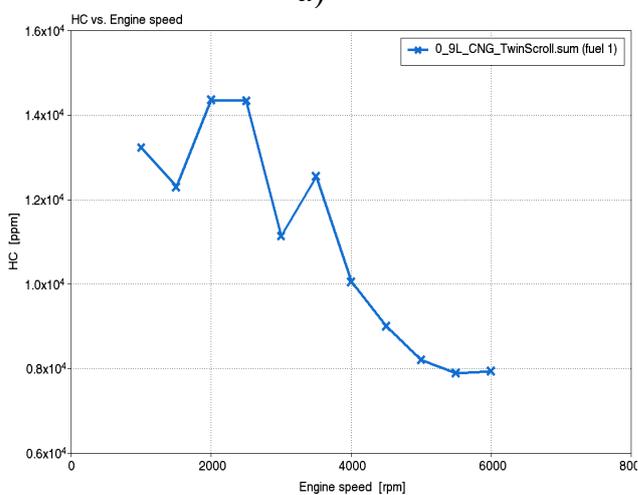
На рисунке 24 представлены основные параметры токсичности по несгоревшим углеводородам, характеризующие рабочий процесс двигателя и полноту сгорания топлива.



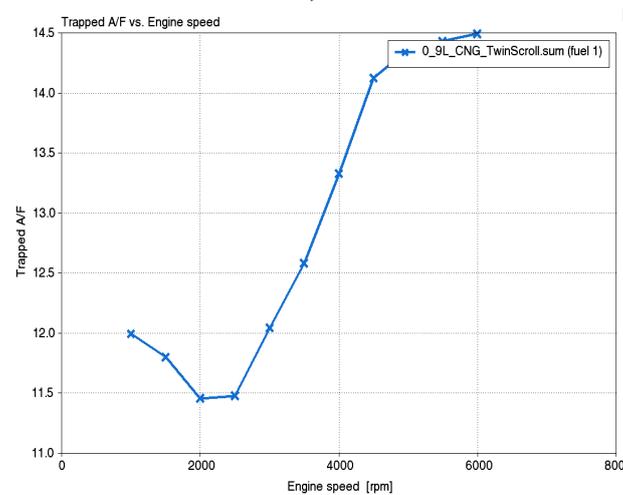
а)



б)



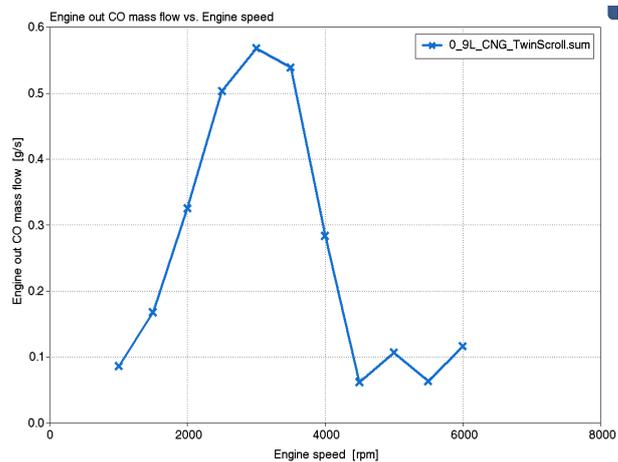
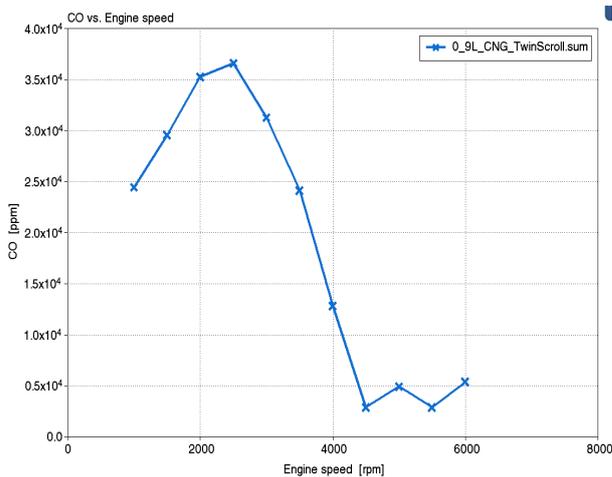
в)



г)

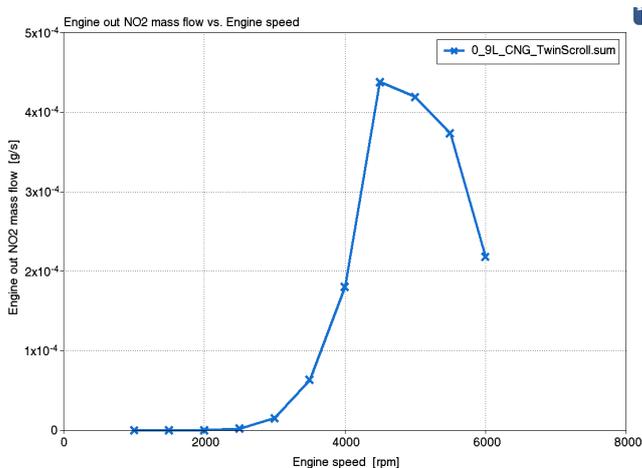
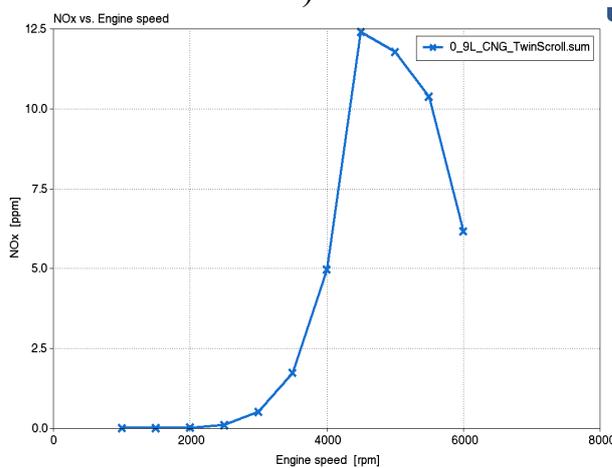
Рисунок 24 – Токсичность по несгоревшим углеводородам: а) в грамм на кВт час; б) в грамм на секунду; в) в ppm (частиц на миллион); г) массовое отношение воздуха к топливу

На рисунке 25 представлены основные параметры токсичности по оксидам углерода и оксидам азота, характеризующие общую токсичность двигателя и возможности работы каталитического нейтрализатора.



а)

б)



в)

г)

Рисунок 25 – Токсичность по оксидам углерода и оксидам азота: а) по оксидам углерода в ppm (частиц на миллион); б) по оксидам углерода в грамм на секунду; в) по оксидам азота в ppm (частиц на миллион); г) по оксидам азота в грамм на секунду

Выводы по 4-му разделу

Проведенный анализ показал, что для эффективной работы двигателя на природном газе необходимо оценить оптимальные углы опережения зажигания, как с вопросов максимальной эффективности, так и с вопросов снижения токсичности отработавших газов.

Заключение

В бакалаврской работе проведена анализ перспективности применения непосредственного впрыска природного газа в цилиндр двигателя с искровым зажиганием, выполнены все необходимые расчеты и проведено конструирование предложенного объекта. Получены основные выводы по работе:

1. Показана возможность и перспективность таких разработок.
2. Получено, что непосредственный впрыск КПГ позволили снизить мощность двигателя всего на 3 кВт (4%), при этом удельный эффективный расход топлива снизился на 10 г/кВт ч (8%).
3. Непосредственный впрыск природного газа, привел к росту термических оксидов азота. В тоже время снижение степени сжатия не целесообразно из-за снижения температуры стенок разделенной камеры сгорания и, следовательно, повышению выбросов несгоревших углеводородов, а также риск появления сажи.

Выводы по 1-му разделу

Проведенный обзор вопросов непосредственного впрыска газа в цилиндр двигателя показал наличие уже выпускаемых, хоть и в рамках тестовых партий аналогов у ряда иностранных производителей. А также значительный интерес к данной проблеме у исследователей. Показана возможность и перспективность таких разработок.

Выводы по 2-му разделу

Тепловой расчет показал значительное влияние вида топлива на мощностные и экономические характеристики работы. Получено, что для эффективного использования природного газа требуется применение непосредственного впрыска природного газа. При этом необходимо повышать степень сжатия. Для непосредственного впрыска природного газа в цилиндр двигателя возможно применение степени сжатия до 19, но в таком

случае сложно будет организовать бездетонационную работу на режиме подачи бензина на впускной клапан.

Выводы по 3-му разделу

При переходе с рабочего процесса с впрыском бензина на клапан на рабочий процесс с подачей природного газа непосредственно в цилиндр двигателя, нагрузки практически не изменились, это связано с тем, что природный газ даже при непосредственном впрыске горит несколько дольше бензина, и также при работе на бензине за счет испарения во впускном трубопроводе удастся немного снизить температуру воздуха на впуске, что приводит к увеличению наполнения. Таким образом принципиально если не увеличивать степень сжатия нагрузки не изменятся и можно использовать штатную конструкцию КШМ.

Выводы по 4-му разделу

Проведенный анализ показал, что для эффективной работы двигателя на природном газе необходимо оценить оптимальные углы опережения зажигания, как с вопросов максимальной эффективности, так и с вопросов снижения токсичности отработавших газов.

Список используемых источников

1. Вибе, И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя / И.И. Вибе// М. Машиностроение, 1971. - с.282
2. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов // Учебное пособие для вузов – 2-е изд., перераб. и доп. – М: Высшая школа 1980. - с.496.
3. Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей. – М.: «Машиностроение», 1983.
4. Смоленский, В.В. Автомобильные двигатели: курс лекций / В.В. Смоленский. – Тольятти: ТГУ, 2009. – 183 с.
5. Muhammad Imran Khan, Tabassum Yasmin, and Abdul Shakoор. Technical overview of compressed natural gas (cng) as a transportation fuel. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 51:785 – 797, 2015.
6. Sonia Yeh. An empirical analysis on the adoption of alternative fuel vehicles: The case of natural gas vehicles. Energy Policy, 35(11):5865 – 5875, 2007.
7. Uwe Thien, Alexander Schaerfl, Markus Rudolf, Friedrich Quissek, Helmut Eichlseder, and Axel Bernt. Engine and new fuel management system for cng powered vehicles. 01 2007.
8. PM Darade and RS Dalu. Investigation of performance and emissions of cng fuelled vcr engine. Int J Emerg Technol Adv Eng, 3(1):77–83, 2013.
9. R Ebrahimi and M Mercier. Experimental study of performance of spark igni- tion engine with gasoline and natural gas. International Journal of Engineering, 24(2010):65–74, 2010.
10. Rosli Abu Bakar Semin. A technical review of compressed natural gas as an alter- native fuel for internal combustion engines. Am. J. Eng. Appl. Sci, 1(4):302–311, 2008.

11. Amir Hossein Shamekh, Nima Khatibzadeh, and Abazar Shamekhi. A comprehensive comparative investigation of compressed natural gas as an alternative fuel in a bi-fuel spark ignition engine. *Iranian Journal of Chemistry and Chemical Engineering (IJCCE)*, 27(1):73–83, 2008.
12. CK Samantaray, BB; Mohanta. Analysis of industrial flame characteristics and constancy study using image processing technique. *Journal of Mechanical Engineering and Sciences (JMES)*, 9(1):1604–1613, 2015.
13. Kasianantham Nanthagopal, Rayapati Subbarao, Thangavelu Elango, Ponnusamy Baskar, and Kandasamy Annamalai. Hydrogen enriched compressed natural gas- a futuristic fuel for internal combustion engines. *Thermal Science*, 15(4):1145–1154, 2011.
14. Mirko Baratta and Daniela Misul. Development of a method for the estimation of the behavior of a cng engine over the nedc cycle and its application to quantify for the effect of hydrogen addition to methane operations. *Fuel*, 140:237–249, 2015.
15. MA Kalam, SN Kazi, and MH Jayed. Power boosting of a modified natural gas engine. *International Journal of Physical Sciences*, 6(28):6548–6557, 2011.
16. Saad Aljamali, Wan Mohd Faizal Wan Mahmood, Shahrir Abdullah, and Yusoff Ali. Comparison of performance and emission of a gasoline engine fuelled by gasoline and cng under various throttle positions. *Journal of Applied Sciences*, 14(4):386, 2014.
17. Nils-Olof Nylund and Alex Lawson. Exhaust emissions from natural gas vehicles. *IANGV Emission Report*, pages 31–40, 2000.
18. M Mansha, AR Saleemi, SH Javed, and Badar M Ghauri. Prediction and measurement of pollutant emissions in cng fired internal combustion engine. *Journal of Natural Gas Chemistry*, 19(5):539–547, 2010.
19. Muhammad Imran Khan, Tabassum Yasmin, and Abdul Shakoor. International experience with compressed natural gas (cng) as environmental friendly fuel. *Energy Systems*, 6(4):507–531, 2015.

20. Xiaoyan Huang, Yang Wang, Zhenyu Xing, and Ke Du. Emission factors of air pollutants from cng-gasoline bi-fuel vehicles: Part ii. co, hc and no x. *Science of The Total Environment*, 565:698–705, 2016.
21. Patrik Einewall, Per Tunestål, and Bengt Johansson. Lean burn natural gas operation vs. stoichiometric operation with egr and a three way catalyst. *SAE Special Publications*, 2005(SP-1972):343–362, 2005.
22. Fan Zeng and Keith L Hohn. Modeling of three-way catalytic converter performance with exhaust mixture from natural gas-fueled engines. *Applied Catalysis B: Environmental*, 182:570–579, 2016.
23. Richard Tilagone and Stephane Venturi. Development of natural gas demonstrator based on an urban vehicle with a down-sized turbocharged engine. *Oil & gas science and technology*, 59(6):581–591, 2004.
24. Lei Zhu, Zhuoyao He, Zhen Xu, Xingcai Lu, Junhua Fang, Wugao Zhang, and Zhen Huang. In-cylinder thermochemical fuel reforming (tfr) in a spark-ignition natural gas engine. *Proceedings of the Combustion Institute*, 2016.
25. MA Kalam and HH Masjuki. An experimental investigation of high performance natural gas engine with direct injection. *Energy*, 36(5):3563–3571, 2011.
26. Sukrut S Thipse, Shailesh B Sonawane, Ashwin FD'Souza, SD Rairikar, Kishor Kumar Kavathekar, and Neelkanth V Marathe. Injection strategies, optimization and simulation techniques on di cng technology. Technical report, *SAE Technical Paper*, 2015.
27. Mingi Choi, Sanghoon Lee, and Sungwook Park. Numerical and experimental study of gaseous fuel injection for cng direct injection. *Fuel*, 140:693–700, 2015.
28. Mingi Choi, Jingeun Song, and Sungwook Park. Modeling of the fuel injection and combustion process in a cng direct injection engine. *Fuel*, 179:168–178, 2016.
29. Mirko Baratta, Andrea E Catania, Ezio Spessa, Lothar Herrmann, and Klaus Roessler. Multi-dimensional modeling of direct natural-gas injection and

- mixture formation in a stratified-charge si engine with centrally mounted injector. *SAE International Journal of Engines*, 1(2008-01-0975):607–626, 2008.
30. Jianjun Zheng, Zuohua Huang, Jinhua Wang, Bin Wang, Dezhong Ning, and Yingjia Zhang. Effect of compression ratio on cycle-by-cycle variations in a natural gas direct injection engine. *Energy & Fuels*, 23(11):5357–5366, 2009.
31. Shaobo Ji, Xin Lan, Yong Cheng, Xiuliang Zhao, Xinhai Li, and Fengjuan Wang. Cyclic variation of large-bore multi point injection engine fuelled by natural gas with different types of injection systems. *Applied Thermal Engineering*, 102:1241–1249, 2016.
32. How Heoy Geok, Taib Iskandar Mohamad, Shahrir Abdullah, Yusoff Ali, Azhari Shamsudeen, and Elvis Adril. Experimental investigation of performance and emission of a sequential port injection natural gas engine. *European Journal of Scientific Research*, 30(2):204–214, 2009.
33. M Patel Nimit and AD Patel. Conversion of diesel engine to port injection cng engine using gaseous injector nozzle multi holes geometries improvement: A review. *International Journal of Automotive Engineering*, 6(3):2220–2235, 2016.
34. VS Midhun, S Karthikeyan, S Krishnan, SD Rairikar, KP Kavathekar, SS Thipse, NV Marathe, et al. Development of cng injection engine to meet future euro-v emission norms for lcv applications. Technical report, SAE Technical Paper, 2011.
35. Paolo Lino, Bruno Maione, and Claudio Amorese. Modelling and predictive control of a new injection system for compressed natural gas engines. *Control Engineering Practice*, 16(10):1216–1230, 2008.
36. 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.

- 37.Y. 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.)
- 38.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.
- 39.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.
- 40.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.
- 41.Rabl, A.and de Nazelle, A., (2012), "Benefits of shift from car to active transport", *Transp.Policy*, Vol.19 (1), pp. 121-131.
- 42.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.
- 43.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.
- 44.Haydar, F. and Padiaditi, K. 2010. Evaluation of the environmental impact assessment system in Syria. *Environmental Impact Assessment Review*, 30(6), pp.363-370.
- 45.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.
- 46.Heywood, John B., *Internal combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill International Editions -1988

47. 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.
48. 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
49. Barone, Stefano. Statistics-Driven Development of OBD Systems; An Overview, Quality and Reliability Engineering International, 2006, vol 22, 615-628
50. Sturm et al. Determination of Traffic emissions – intercomparison of different calculation methods, the science of the total environment, 189/190 (1996) 187-196
51. 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.
52. 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
53. Abdel- Rahman, A.A., On the emissions from internal combustion engines: A review. International Journal of Energy Research volume 22 (1998), 483-513
54. 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
55. 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.

56. 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
57. 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
- 58.. 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.
59. 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.
60. Wielenmann et al., Regulated and unregulated diesel and cold start emissions at different temperatures, *Atmospheric Environment*, vol 39 (2005), 2433-2441)
61. 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)