

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 Проектирование двухцилиндрового бензинового двигателя

Студент

Е.Т. Бородуля

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

к.т.н., доцент, В.В. Смоленский

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

Тольятти 2023

## АННОТАЦИЯ

Выпускная квалификационная работа посвящена вопросу проектирования двухцилиндрового двигателя на с двухтопливным режимом работы для гибридной силовой установки.

Целью бакалаврского проекта является выявление путей повышения эффективности двухцилиндрового двигателя на с двухтопливным режимом работы для гибридной силовой установки.

Поэтому в данном бакалаврской работе представлены результаты проектирования двухцилиндрового двигателя с модернизированными элементами системы впуска для осуществления эффективной работы на газовом топливе, а также приведен анализ влияния вида топлива на эффективность и токсичность работы двигателя. Бакалаврская работа состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка состоит из аннотации, введения, 4 разделов, заключения с основными результатами и выводами, содержит 29 рисунков, 14 таблиц, списка использованных источников (65 источник). Основной текст изложен на 60 страницах.

Графическая часть работы содержит 8 листов формата А1 иллюстрирующих материал, представленный в пояснительной записке.

## ABSTRACT

Topic of the bachelor thesis: "Improving the efficiency of the fuel system for VAZ engines".

The fuel delivery system plays a crucial role in internal combustion engines. This thesis examines the shortcomings of the existing fuel delivery system and proposes a solution to address the high amplitude fuel pressure fluctuations.

This bachelor's thesis aims to improve the fuel delivery system for the VAZ 21129 gasoline engine. It consists of an explanatory note of 63 pages and a graphical part. The explanatory note covers the following topics:

- Analysis of the existing fuel delivery system;
- Thermal balance and thermal calculation of the engine;
- Kinematic and dynamic calculations were performed;
- Design of an external damper.

The graphic section contains six A1-sized sheets. They show longitudinal and transverse sections of the engine, three diagram sheets, and detailed drawings of the proposed fuel delivery system.

## СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1 Изучение литературы для выявления перспективы применения альтернативных топлив в гибридных силовых установках .....	5
1.1 Основные классификации гибридов .....	5
1.2 Причины развития гибридных силовых установок транспортных средств .....	15
1.3 Современные технологии автомобильных гибридных силовых агрегатов .....	16
2 Тепловой расчет проектируемого двигателя .....	22
2.1 Тепловой расчет двухцилиндрового двигателя при работе на бензине .....	22
2.2 Тепловой расчет двухцилиндрового двигателя, работающего на сжатом природном газе .....	27
3 Кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя .....	33
3.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	33
3.2 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	35
4 Анализ токсичности отработавших газов при работе двухцилиндрового двигателя на сжатом природном газе и бензине .....	41
Заключение .....	52
Список используемых источников .....	54

## ВВЕДЕНИЕ

Гибридные автомобили, по-видимому, обеспечивают лучшее решение проблемы выбросов и экономии топлива. Гибриды (как их называют) — это те, которые имеют более одного источника энергии. Эти транспортные средства могут использовать альтернативные источники энергии, такие как водород, биотопливо, электричество и т. д.

После того, как дизельный двигатель с непосредственным впрыском занял очень большую долю рынка, особенно в Европе, благодаря своим преимуществам в отношении расхода топлива, для бензинового двигателя было разработано большое количество технических разработок, направленных на снижение расхода топлива. В частности, бензиновый двигатель идеально подходит для гибридизации. В дополнение к снижению потерь на трение, оптимизация вспомогательных агрегатов, использование управления энергопотреблением и новых процессов сгорания, уменьшение размеров и непосредственный впрыск демонстрируют значительный потенциал экономии.

Два момента напрямую влияют на привод двигателя: выработка энергии в точках нагрузки с большей эффективностью и «уменьшение габаритов» при смещении точки нагрузки. Недостаток дополнительного веса во многом компенсируется положительным эффектом гибридных компонентов. «Уменьшение размеров» особенно эффективно, поскольку оно заменяет двигатель с большим рабочим объемом на двигатель с меньшим рабочим объемом, но высокой мощностью и хорошим крутящим моментом. Это относится прежде всего к бензиновому двигателю с непосредственным впрыском, так как расход топлива также значительно ниже. Чтобы получить необходимые ходовые качества, нужен соответствующий крутящий момент даже на низких скоростях.

# **1 Изучение литературы для выявления перспективы применения альтернативных топлив в гибридных силовых установках**

## **1.1 Основные классификации гибридов**

Полезно различать различные типы гибридных транспортных средств, находящихся в настоящее время на разных стадиях разработки. Исторически эти гибриды относились к одной из трех категорий: (1) последовательные гибриды, (2) параллельные гибриды и (3) гибриды с разделением мощности. ICENV можно разделить на три категории: микро, легкие и полные. На данный момент авторы используют разные критерии классификации для распределения транспортных средств по категориям. «Микрогибрид» — это транспортное средство, в котором одна электрическая машина используется для таких функций, как пуск/стоп с ДВС и рекуперативное торможение, но не используется для создания дополнительного крутящего момента при работающем двигателе, а транспортное средство не приводится в движение электродвижущей силой. самостоятельно [19]. Некоторые авторы далее определяют микрогибриды как HV, которые улучшают экономию топлива на 5-10% по сравнению с обычным транспортным средством с такими же характеристиками кузова и имеют ЭМ мощностью 5 кВт или меньше [58]. По определению, микрогибриды представляют собой параллельные архитектуры, поскольку никакая мощность двигателя не проходит через электрическую машину, что является требованием для двух других типов. «Мягкий гибрид» определяется как транспортное средство с теми же возможностями, что и у микрогибрида, но с дополнительным требованием, чтобы электрическая машина (машины) также могла обеспечивать примерно до 10 процентов максимальной мощности двигателя [19]. или от 7 до 12 кВт [58]. Мягкий гибрид может иметь параллельную архитектуру или архитектуру с разделением мощности, хотя последняя конструкция встречается редко и требует необычной передачи в трансмиссии. «Полный

гибрид» определяется как транспортное средство с теми же возможностями, что и у микрогибрида, но с дополнительным требованием, чтобы электрическая машина (машины) могла обеспечивать крутящий момент до 40% от максимального крутящего момента двигателя [79]. Полный гибрид будет иметь режим полностью электрической движущей силы, также известный как полностью электрический режим (AER), в котором вся механическая мощность на колесах будет исходить от ESS.

Как показывают предыдущие примеры классификации, в отрасли явно отсутствует единообразие и согласие в отношении номенклатуры. С возрождением HV на его ранних стадиях этого и следовало ожидать. По мере того, как технология совершенствуется и становится все более распространенной, неизбежно последует стандартизация отраслевой терминологии. Категории и подтипы гибридных транспортных средств показаны на рисунке 1.

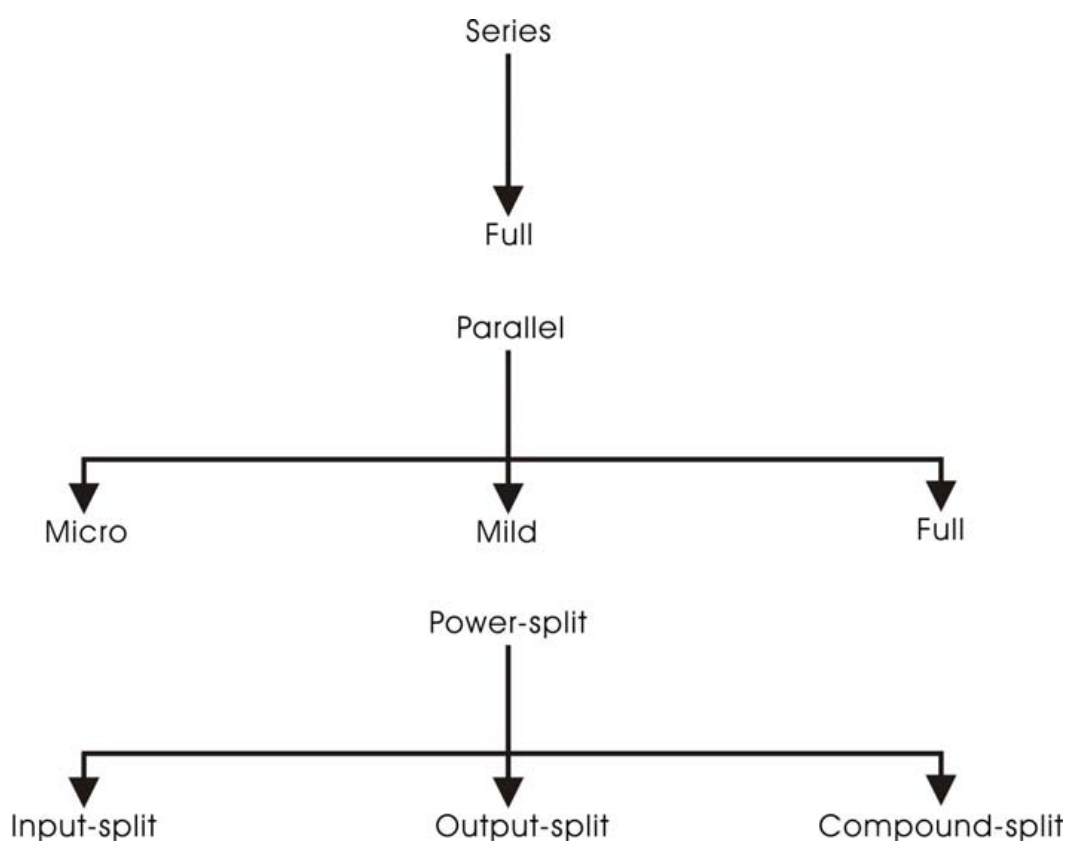


Рисунок 1 – Типы гибридных автомобилей с двигателем внутреннего сгорания

### 1.1.1 Параллельный гибрид

Параллельные гибриды имеют как электродвигатель, так и ДВС, каждый из которых механически соединен с ведущими колесами автомобиля (рисунок 2). Одним из преимуществ этой установки является то, что в случае отказа одной из систем привода другая система все равно сможет управлять транспортным средством. Они имеют меньшую массу по сравнению с серийными гибридами, а также обеспечивают лучшую экономичность на шоссе и способность преодолевать уклоны. Но они предлагают небольшую гибкость для размещения компонентов и требуют сложной конструкции механической муфты (рисунок 3).

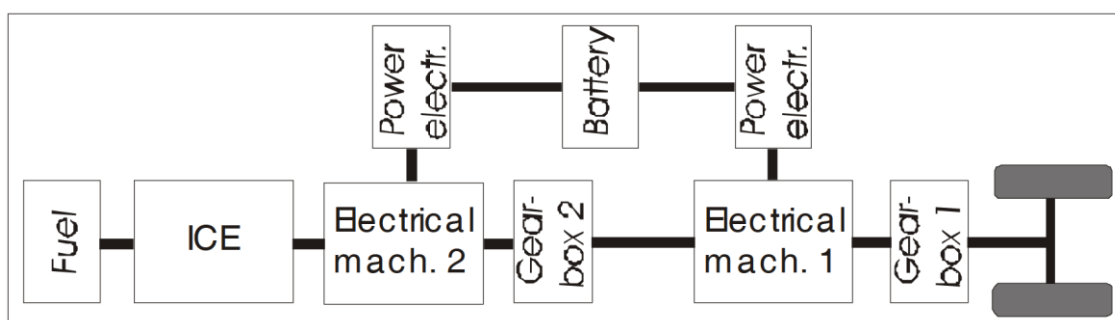


Рисунок 2 – Параллельная гибридная система в виде блок-схемы

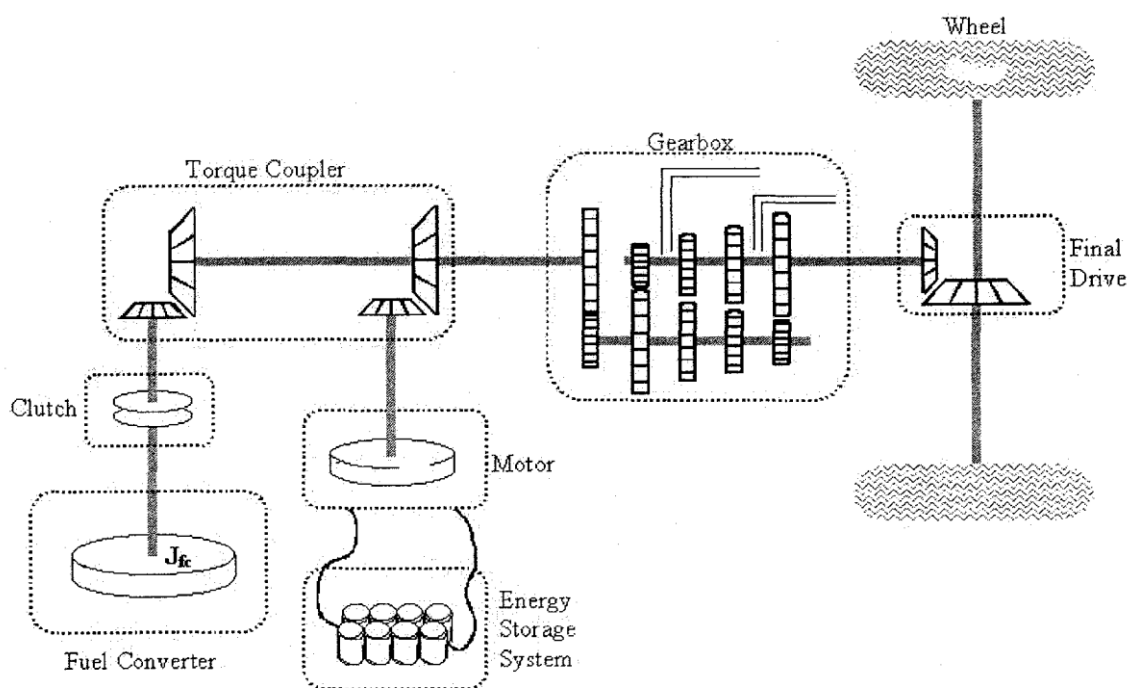


Рисунок 3 – Параллельная гибридная система



Существует прямая механическая связь между ДВС и колесами, что снижает потери привода от первичного двигателя к колесам, следовательно, повышается общий КПД.

Параллельная архитектура является наиболее распространенной конструкцией современных коммерческих гибридных автомобилей. В этой архитектуре и двигатель, и мотор обеспечивают тяговое усилие на колеса. В результате для низкого ДОН двигатели могут быть меньше и, следовательно, дешевле. Это делает параллельную архитектуру более жизнеспособной для производителей оригинального автомобильного оборудования (ОЕМ), обеспокоенных значительным ростом цен на автомобили из-за гибридизации. Некоторые из ранних разработок параллельных гибридных автомобилей включают BMW 518, Citroën Xzara Dyn-active и Saab Dynavolt, Daimler-Chrysler ESX 3, Fiat Multipla, Ford Multipla и P2000 Prodigy [81]. Наиболее известными примерами малотоннажных автомобилей (LDV) являются автомобили из коллекции гибридных автомобилей Honda, такие как Honda Insight (сейчас снят с производства) и Accord Hybrid. Параллельные конструкции также используются в коммерческих гибридных автомобилях таких производителей, как Azure Dynamics и Nissan [84]. Многие производители разрабатывают однорежимные параллельные гибридные силовые агрегаты из-за их относительной простоты и низкой стоимости, а также из-за возможности экономичной модернизации обычных автомобилей параллельной гибридной трансмиссией.

### **1.1.2 Последовательная гибридная схема**

Последовательная гибридная схема имеет только электродвигатель, механически соединенный с ведущими колесами. ДВС подключен последовательно к двигателю через генератор переменного тока, который вырабатывает электрическую энергию для питания электродвигателя (рисунок 4). Это обеспечивает удобное размещение различных компонентов.

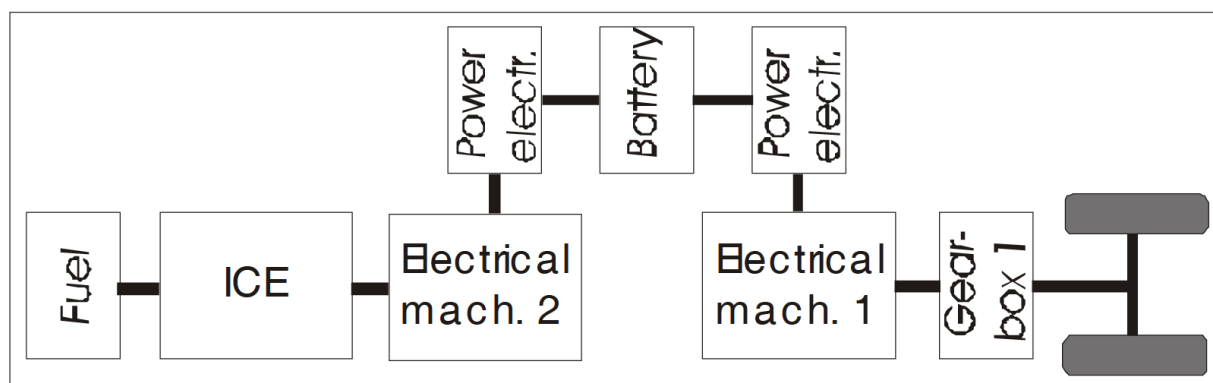


Рисунок 4 – Последовательная гибридная система в виде блок схемы

Механическое соединение с колесами проще, а размер электродвигателя можно легко подобрать таким образом, чтобы требовалась только односкоростная коробка передач. Эти гибриды обеспечивают отличную экономию топлива в городских условиях. Они немного тяжелее по сравнению с параллельными гибридами.

Механической связи между первичным двигателем и колесами нет. Поэтому вся энергия от первичного двигателя к колесам должна быть преобразована в электрическую энергию после того, как она может быть подведена к электродвигателям колес (рисунок 5). Это облегчает отключение ДВС в чувствительных зонах, зонах с нулевым уровнем выбросов. Главный недостаток заключается в том, что электрические приводы и двигатель должны обеспечивать большую мощность, что делает их дорогими. Основное преимущество заключается в том, что двигатель внутреннего сгорания может работать оптимальным образом.

В начале последнего возрождения гибридных автомобилей несколько автомобильных OEM-производителей изучили возможность программ разработки серийных гибридных автомобилей. Некоторыми из наиболее известных однорежимных серийных моделей являются Mitsubishi ESR, Volvo ECC и BMW 3-й серии [81]. Несмотря на ранние исследования и прототипы, вероятность того, что гибриды серии с одним режимом будут широко использоваться в транспортных средствах, невелика. Серийный гибридный дизайн был отнесен в основном к нишевым приложениям, таким как

гибридный железнодорожный двигатель с дизельным двигателем, хотя серийные гибридные транзитные автомобили, например, корпорации ISE, продолжают производиться [82].

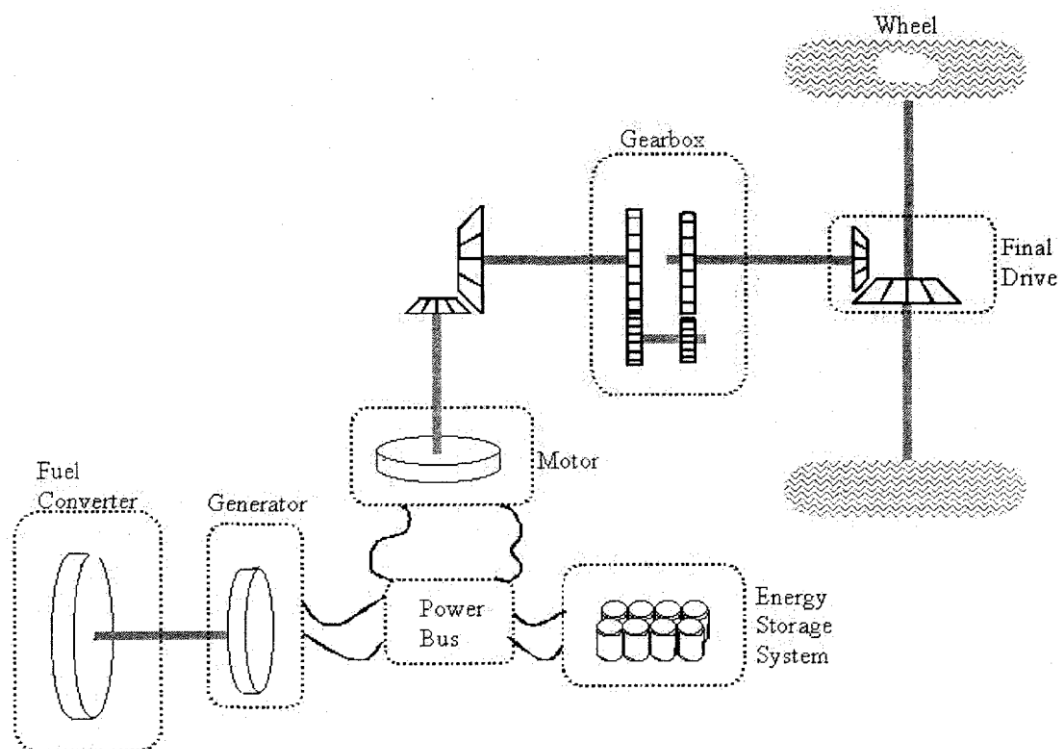


Рисунок 5 – Последовательная гибридная схема

Конфигурация может быть очень эффективной для определенных условий работы и стиля движения, а работа двигателя на оптимальной скорости в качестве подзарядки аккумуляторов обеспечивает чрезвычайно большой запас хода. Действительно, для приложений с низкой средней мощностью последовательная конфигурация, вероятно, оптимальна [83]. Двигатель никогда не подключается к механической трансмиссии, поэтому его скорость не зависит от скорости автомобиля, что является желательной характеристикой, обеспечивающей большую гибкость при выборе двигателя. Однако вся механическая тяга создается электромотором (ЭМ), тем самым привязывая производительность автомобиля к размеру ЭМ. Это увеличивает вес транспортного средства, но, что более важно, стоимость, поскольку для достижения целевых показателей производительности требуется большой

ЭМ. Кроме того, эффективность последовательной архитектуры для приложений с высокой средней мощностью, например, для частых подъемов или скоростей на шоссе, ниже, чем для других архитектур [83].

На рисунке 4 и 5 видно, что последовательный гибрид всегда «полный»; это потому, что ЭМ обеспечивает всю прямую механическую мощность на колеса. Параллельные гибриды могут быть микро, мягкими или полными. Гибриды с разделением мощности всегда будут полными. Используя концепцию DON уравнения (1.1), становится очевидным, что DON параллельных гибридов всегда будет меньше, чем DON последовательных гибридов, именно потому, что ЭМ в последних должен быть достаточно большим, чтобы справиться с мощностью ДВС и ЕСС. Классификации, приведенные на рисунке 1, полезны, но некоторые современные конструкции не могут быть легко классифицированы с использованием этих категорий. Поэтому здесь необходимо ввести понятие «мультирежимной» архитектуры. Многорежимные конструкции могут иметь любую комбинацию последовательных, параллельных конфигураций и конфигураций с разделением мощности. Некоторые гибридные автомобили имеют AER; однако этот режим можно рассматривать как последовательный режим при выключенном двигателе, и поэтому он не будет рассматриваться как отдельный последовательный режим. Многочисленные конфигурации многорежимных конструкций позволяют электронному блоку управления (ECU) выбирать конфигурации трансмиссии с широким диапазоном характеристик и преимуществ в зависимости от нагрузки автомобиля и компонентов трансмиссии. В зависимости от целей проектирования это означает, что стратегия управления мощностью может гарантировать, что автомобиль достигнет оптимальных характеристик по таким показателям, как ускорение, тяговое усилие или расход топлива. Именно эта гибкость является причиной более сложной стратегии управления питанием и дополнительных компонентов. Кроме того, многорежимная архитектура,

включающая несколько категорий, лучше адаптируется к широкому спектру типов транспортных средств и приложений.

В некоторых источниках, например [80], конструкции упоминаются как «многорежимные». В литературе возникает некоторая путаница, поскольку патенты и научные статьи GM иногда называют режим работы, такой как серия, режимом, а иногда термин «режим» резервируется исключительно для конфигураций с разделением мощности. Во избежание дублирования определений конструкции, допускающие одиночный и многорежимный режимы работы, ранее назывались «однорежимными» и «многорежимными» соответственно, а термин «режим» должен быть зарезервирован только для конструкций с разделением мощности. Если не указано многорежимное, предполагается однорежимная архитектура. Многорежимная архитектура находится в центре внимания первого компонента диссертации, поэтому для обеспечения контекста ее разработки представлен обзор различных режимов работы, из которых состоит многорежимная конструкция.

### 1.1.3 Последовательно-параллельный гибрид

Последовательно-параллельный гибрид (Strigear) на самом деле представляет собой комбинацию параллельного и последовательного гибридного автомобиля (рисунок 6).

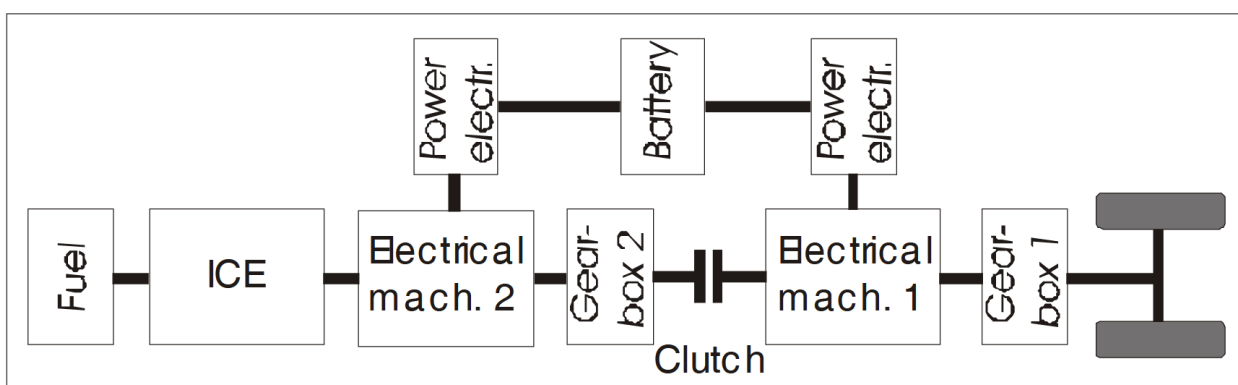


Рисунок 6 – Последовательная гибридная система в виде блок схемы

Заменяв одну электрическую машину в параллельном гибриде двумя, с муфтой между ними, можно переключаться между двумя режимами.

Бортовым компьютерам дается задача сравнить прогнозируемые общие потери от двух гибридных концепций. Выбирается наилучшее решение, т.е. сцепление включено или выключено. Название Strigear – это краткая форма гибридного двигателя с последовательно работающим двигателем с тройной коробкой передач.

#### 1.1.4 Сложный гибрид

Сложный гибрид (Power Split Hybrid DPSHE), также называемый сложным, комбинированным или двойным гибридным транспортным средством, имеет размытое преобразование между последовательным и параллельным гибридным состоянием. Планетарный редуктор используется с электрическими машинами (одна на кольцевом колесе, одна на солнечном колесе и ДВС, соединенный с водилом планетарной передачи). В большинстве рабочих моментов часть первичной энергии поступает от ДВС непосредственно к колесам, как в параллельном гибриде, а часть проходит через электрические машины, как в последовательном гибриде (рисунок 7). Соотношение между этими двумя потоками энергии зависит от скорости и при определенной скорости работает как чистый параллельный гибрид. В большинстве других рабочих точек это частично последовательный гибрид, что означает несколько преобразований энергии, которая проходит последовательный путь от основного источника энергии к колесам.

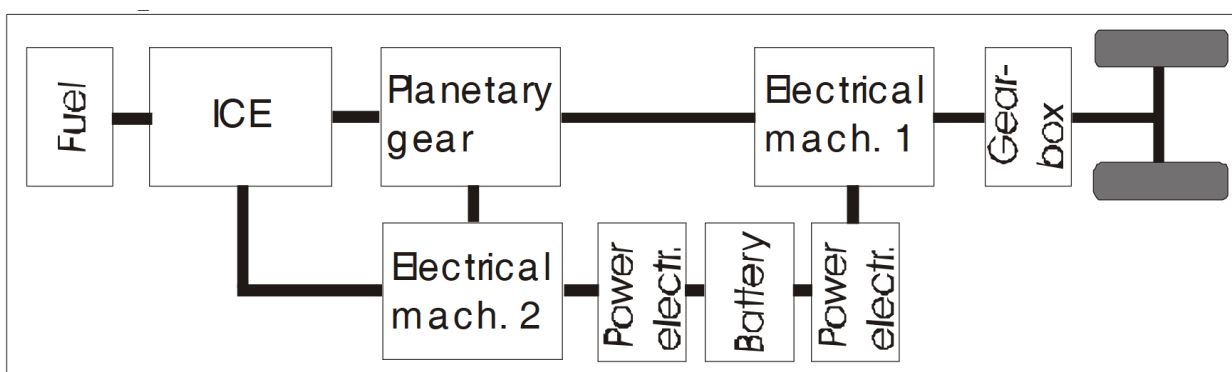


Рисунок 7 – Последовательная гибридная система в виде блок схемы

Следует отметить, что двигатель/генератор может быть перед трансмиссией (где он может использоваться в качестве стартера-генератора),

после трансмиссии или между дифференциалом и колесами в технологии ступичных двигателей. Если выбрана конфигурация перед трансмиссией, крутящий момент двигателя суммируется с крутящим моментом двигателя на входном валу трансмиссии; современные параллельные гибридные автомобили используют эту стратегию почти исключительно. Когда конфигурация является посттрансмиссионной, электрический крутящий момент суммируется с крутящим моментом двигателя на выходном валу трансмиссии. Таким образом, двигатель/генератор имеет фиксированное передаточное число по отношению к колесам, и требуется отключающее устройство, такое как муфта, чтобы избежать ситуаций, в которых двигатель/генератор либо увеличивает обороты, либо испытывает потери при вращении, когда не используется [40]. Электрические гибриды после трансмиссии встречаются редко; однако гибриды с посттрансмиссией, использующие гидравлическую технологию, в основном использовались в качестве устройств помощи при запуске в тяжелых грузовиках и коммерческих автомобилях. Существует множество способов разработки параллельного гибрида, а также множество стратегий повышения производительности. Например, транспортное средство может работать исключительно на электроэнергии в городе и на мощности двигателя на шоссе. Большинство современных параллельных транспортных средств используют комбинацию EM и ICE, используя сложные системы управления и алгоритмы для оптимизации как производительности, так и запаса хода. ESS часто используется в качестве технологии выравнивания нагрузки, которая позволяет ICE работать в диапазоне высокой эффективности; двигатель можно отключить на холостом ходу, чтобы уменьшить выбросы и повысить экономию топлива. Эта гибкость конструкции, в дополнение к устранению необходимости в большом двигателе, вызвала гораздо больший интерес к параллельным гибридам, чем к разработке серийных гибридов. Следует отметить, что ЭБУ должен следить за тем, чтобы передние и задние колеса вращались с одинаковой скоростью.

Конструкция наиболее выгодна, если ДВС приводит в движение задние колеса, а двигатель - передние колеса. Причина в том, что во время торможения больший вес приходится на передние колеса, в результате чего захватывается больше рекуперативной мощности. Конструкция очень эффективна на скользких поверхностях и обеспечивает контроль продольной устойчивости автомобиля, что невозможно с другими типами гибридных конструкций. Мощность каждой оси управляется одним контроллером, хотя для этого требуется быстрая коммуникационная шина. Неясно, серьезно ли какой-либо автомобильный OEM-производитель в настоящее время рассматривает этот тип конструкции.

## **1.2 Причины развития гибридных силовых установок транспортных средств**

Значительное внимание общественности и средств массовой информации в последнее время было уделено проблеме двигателей ICEV, работающих на ископаемом топливе, и проблемам, присущим их дальнейшему использованию. Примеры некоторых ключевых противоречий, связанных с продолжающимся использованием нефти для транспортных средств, включают [3]:

- текущие высокие (и растущие) цены на бензин, нефть и природный газ
- нехватка мощностей по переработке нефти
- сокращение поставок традиционной нефти
- геополитические опасения по поводу значительного количества оставшихся нефтяных ресурсов местоположения
- экологические катастрофы, возникающие в результате разливов нефтяных танкеров и добычи нефти
- нарушение прав землевладельцев на прокладку трубопровода
- последствия как загрязнения воздуха по критериям смога (САС), так и



- потенциально катастрофические антропогенные глобальные изменения климата (AGCC)

Каждый из перечисленных пунктов, возможно, сам по себе является достаточным стимулом для открытия эры автомобилей, работающих на неископаемом топливе. В то время как значительная часть загрязнения САС исходит от промышленных и энергетических объектов, 16% летучих органических соединений, 32% оксидов азота ( $\text{NO}_x$ ) и 32% монооксида углерода (СО) выбрасываются при работе двигателей внутреннего сгорания [6]. Быстрая урбанизация стран по всему миру, несомненно, приведет к дальнейшему серьезному ухудшению качества воздуха и резкому увеличению числа смертельных случаев.

В то же время связь между парниковыми газами (ПГ) и глобальным изменением климата постоянно укрепляется благодаря растущему объему данных и поддержке подавляющего большинства ученых в самых разных областях. Большинство экспертов по климату считают, что существует высокая вероятность того, что увеличение выбросов парниковых газов в атмосфере в значительной степени является причиной повышения средней глобальной температуры на  $0,74\text{ }^\circ\text{C}$  с 1906 по 2005 год [10]. Прогнозируемый диапазон температур увеличится к 2100 году в результате «обычного» использования ископаемого топлива, предсказанного моделями глобальной циркуляции (GCM) составляет от  $1,9\text{ }^\circ\text{C}$  до невероятных  $11,2\text{ }^\circ\text{C}$  к 2100 г. [12].

### **1.3 Современные технологии автомобильных гибридных силовых агрегатов**

Существует три основных категории технологий трансмиссии: (1) ICEV, (2) электромобили (EV) и (3) гибридные автомобили (HV). Транспортные средства этих категорий (с соответствующими названиями и аббревиатурами) представлены на рисунке 8 ниже. Следует отметить, что экспериментальные технологии, такие как двигательные установки на

сжатом воздухе, которые спорадически используются в исследованиях и разработках, не были включены в этот обзор.

Некоторые записи на рисунке 8 часто содержат термин «ESS». ESS относится к системе накопления энергии, которая может быть батареей, ультраконденсатором, маховиком или их комбинацией. Технология маховика редко используется в транспортных средствах из-за опасности, связанной с большой, тяжелой массой, вращающейся со значительным угловым моментом, которая высвобождается в случае аварии.

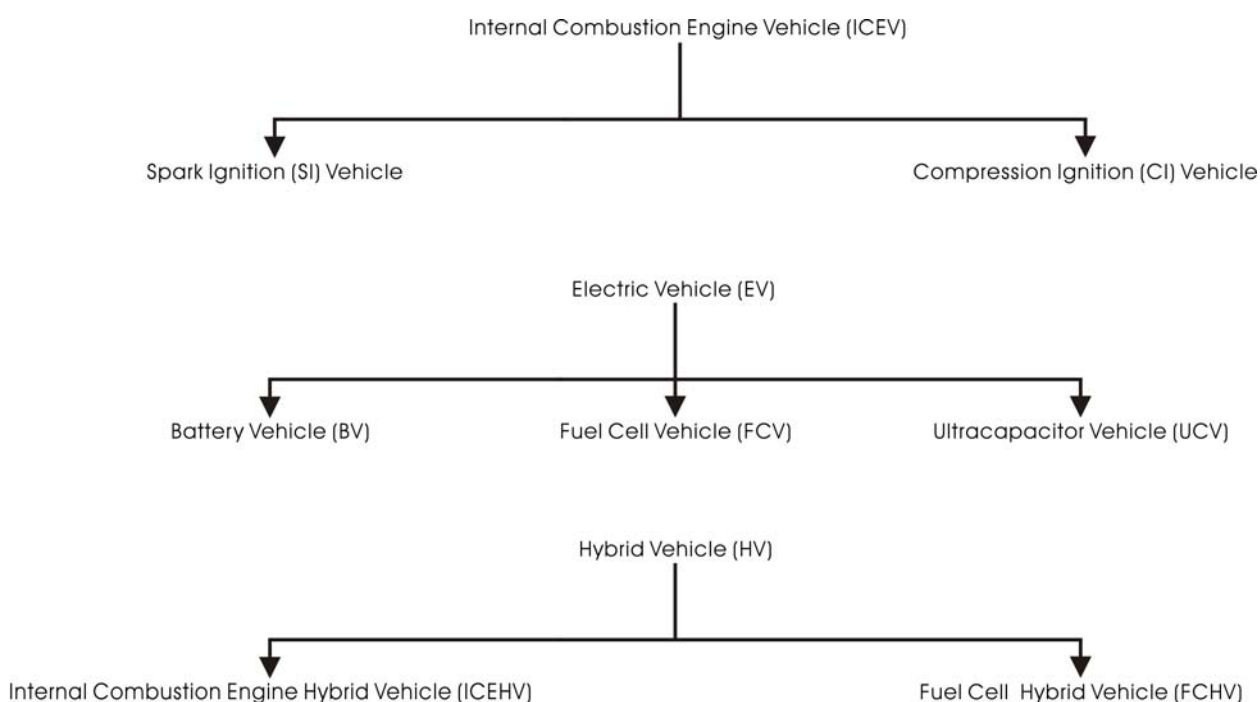


Рисунок 8 – Текущие категории технологий трансмиссии транспортных средств

Из-за растущих проблем, связанных с продолжающимся беспрепятственным использованием ископаемого топлива в транспортных средствах, возник интерес к разработке транспортных средств с частичным и нулевым уровнем выбросов, известных как ZEV и ZEV соответственно. PZEV определяется как транспортное средство, которое на 90% «чище», чем средний автомобиль нового модельного года, в то время как ZEV на 98% чище, чем средний автомобиль нового модельного года [23]. Однако в

номенклатуре литературы по классификации типов технологий трансмиссии PZEV и ZEV существует значительная путаница.

### **1.3.1 Гибридные автомобили**

Международная электротехническая комиссия (МЭК) предложила следующее определение для HV [52]: «Гибридное дорожное транспортное средство — это транспортное средство, в котором тяговая энергия во время определенных эксплуатационных задач доступна от двух или более видов или типов накопителей энергии, источников или преобразователи. На борту должен быть хотя бы один накопитель или конвертер». В частности, подкатегория гибридного электромобиля (HEV) была определена следующим образом: «Гибридный электромобиль — это гибридное транспортное средство, в котором по крайней мере один из накопителей, источников или преобразователей энергии может производить электроэнергию».

Последний термин HEV обычно используется для описания любого гибридного транспортного средства. Следует отметить, что первое определение HV может использоваться вместо общепринятого в настоящее время прозвища HEV, поскольку термин «электрический» в значительной степени избыточен. Если не используется маховик (в этом исследовании игнорируется по причинам, изложенным ранее) или гибрид состоит из двух видов топлива, сжигаемых отдельно в одном и том же автомобиле (крайне маловероятный сценарий), в трансмиссии неизбежно будет один или несколько EMs. Спекулятивные технологии, такие как гидроаккумуляторы в качестве технологии ESS, остаются недоказанными в коммерческом масштабе и вряд ли когда-либо получат значительную долю рынка HV. В обозримом будущем предпочтительным ESS будет какое-то электрохимическое запоминающее устройство, либо аккумуляторная, либо ультраконденсаторная технология (или и то, и другое). В свете этих реалий в трансмиссии всегда будет электрический компонент; таким образом, нет необходимости явно упоминать это электричество в названии.

### 1.3.2 Архитектура с разделением мощности

Последняя категория на рисунке 8 — это схемы с разделением мощности. Ранние версии конструкции с разделением мощности можно найти в некоторых газонных тракторах [25]. Производители добились значительного прогресса в разработке конструкции с разделением мощности, и, следовательно, она стала доминировать на рынке LDV. «Разделенная» номенклатура относится к тому факту, что в конструкции используется устройство разделения мощности (PSD), обычно планетарная передача, позволяющее разделить входную мощность двигателя между механическим и электрическим путями (также известный как электрический вариатор, где электроэнергия передается между ЭМ и СЭ). Одним из преимуществ конструкции с разделением мощности является то, что переход от прямого к обратному движению автомобиля может происходить без включения сцепления [15]. Архитектуру с разделением мощности можно считать компромиссом между преимуществами последовательной и параллельной архитектур, а также она обеспечивает гениально разработанную бесступенчатую трансмиссию (CVT).

Фактически, архитектуры с разделением мощности можно считать частным случаем вариаторов: бесступенчатая трансмиссия (IVT) (также известная как электронный вариатор или e-CVT). Обычные бесступенчатые трансмиссии могут обеспечивать бесступенчатое изменение передаточного числа во всем диапазоне скоростей транспортного средства, но для запуска транспортного средства требуются пусковые муфты или устройства отключения двигателя, поскольку отношение входной скорости к выходной должно быть конечным (т. е. выходное значение не может быть равно нулю для ненулевой вход). Кроме того, большинство конструкций CVT представляют собой фрикционные ремни и тяговые типы, которые не подходят для приложений с высоким крутящим моментом и большой мощностью [16]. И наоборот, бесступенчатая трансмиссия может обеспечивать бесконечное количество соотношений выходной скорости к

входной, включая редукторную нейтраль. Это позволяет выходной скорости транспортного средства изменяться от задней до нулевой (стационарной) и прямой. Нет необходимости в пусковом устройстве, таком как преобразователь крутящего момента в автоматической коробке передач или сцепление в механической коробке передач, и двигатель может оставаться напрямую связанным с коробкой передач для всех скоростей [86]. Одной из важных характеристик архитектур с разделением мощности является то, что в определенных рабочих точках мощность через электрический вариатор равна нулю; в этих точках система проходит через так называемую узловую точку. Механический путь более эффективен, чем электрический, и данная конфигурация может иметь несколько узловых точек. Следовательно, общая эффективность передачи может быть увеличена за счет добавления большего количества узловых точек. Однако это повысит стоимость и сложность системы, поскольку дополнительные узлы обычно получают путем введения дополнительных PSD и/или дополнительных муфт. PSD являются относительно большими, тяжелыми и дорогими компонентами, а муфты подвержены поломкам. Кроме того, муфты являются источником потери мощности и, возможно, вибрации трансмиссии, а также колебаний трансмиссии, если переключения не выполняются синхронно [40].

При нормальной работе с прямой связью мощность как через электрический вариатор, так и через механический тракт передается от входа к выходу трансмиссии; входом в трансмиссию является двигатель, а выходом - дифференциал. Однако бывают ситуации, когда конструкция с разделением мощности имеет неотъемлемую неэффективность, известную как работа с контуром мощности, которая бывает двух типов: отрицательная рециркуляция и положительная рециркуляция. Когда возникает отрицательная рециркуляция, мощность в электрическом вариаторе течет от выхода к входу, в результате чего мощность на механическом пути становится больше, чем мощность на входе. Когда происходит положительная рециркуляция, мощность в механическом тракте течет от

выхода к входу, в результате чего мощность в электрическом вариаторе превышает входную мощность. Обе операции снижают эффективность передачи и, как следствие, выходную мощность. Таким образом, эта ситуация обычно нежелательна, но в некоторых случаях эта ситуация может быть вызвана намеренно, чтобы замедлить работу двигателя и повысить экономию топлива, явление, известное как запаздывание двигателя или отрицательное разделение. В некоторых конструкциях с разделением мощности также могут возникать петли механической мощности, которые снижают эффективность трансмиссии, поскольку момент инерции (MOI) дополнительных вращающихся элементов будет потреблять входную мощность. По этой причине ЭБУ должен быть запрограммирован таким образом, чтобы избежать циклов питания, если только не требуется отставание двигателя.

### **Выводы по первому разделу**

Обзор научных работ показал, что наиболее перспективными являются параллельные и комбинированные схемы приводов в гибридных автомобилях, так как наиболее простая схема с последовательной передачей энергии от двигателя внутреннего сгорания на генератор, а потом непосредственно на привод колес через электродвигатели, ограничена в своей реализации мощностью и габаритами таких электродвигателей. Что приводит нас к эффективной возможности использования таких транспортных средств только в условиях малых скоростей и низких ускорений. Для полноценной замены двигателя внутреннего сгорания на гибридную схему с сохранением всех динамических характеристик необходимо учитывать возможность непосредственной передачи крутящего момента от двигателя на трансмиссию.

## 2 Тепловой расчет проектируемого двигателя

Основные параметры выбранного для дальнейшей проработки двухцилиндрового двигателя приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Технические параметры двухцилиндрового двигателя, выбранного как прототип для дальнейшей проработки

Параметры двигателя	Базовый
Тип	4-тактный бензиновый
Кол-во цилиндров, тип ГБЦ	2, ДОНС
Диаметр цилиндров, мм	67
Ход поршня, мм	42,5
Длина шатуна, мм	109
Рабочий объем, л	0,299
Степень сжатия	12,2

### 2.1 Тепловой расчет двухцилиндрового двигателя при работе на бензине

Тепловой расчет производится по методике И.И. Вибе. Расчет проводился для двух видов топлива на бензине и на сжатом природном газе (КПГ). Результаты расчета представлены в виде таблиц и графиков. Исследование проводится на пяти режимах работы при оборотах коленчатого вала 800, 2000, 3500, 5000 и 6000 мин<sup>-1</sup>.

Для удобства анализа регулировочных характеристик представим данные в виде таблицы 2. Коэффициент избытка воздуха принят равным стехиометрическим, так как это обеспечивает оптимальные условия работы трехкомпонентного каталитического нейтрализатора.

Для удобства анализа термодинамических характеристик бензина представим их в виде таблицы 3. Массовое содержание элементов в бензине взято из [6 и 12]. Тем самым мы получили действительные значения теоретически необходимого количества воздуха в кг для сгорания 1 кг топлива равное 14.7, что соответствует действительным значениям, получаемым при экспериментах.

Таблица 2 – Регулировочные характеристики двигателя на бензине

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
		800	2000	3500	5000	6000
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	n	800	2000	3500	5000	6000
Угол опережения зажигания, ° ПКВ	Θ	10	13	15	18	22
Коэффициент избытка воздуха	α	1	1	1	1	1
Температура подогрева заряда в цилиндре ДВС, °С	ΔT <sub>N</sub>	5	5	5	5	5
Давление на впуске (атмосферное), МПа	P <sub>0</sub>	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Температура на впуске (окружающей среды), К	T <sub>0</sub>	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15
Расчетная политропа сжатия	n <sub>p</sub>	1,3782	1,3776	1,3769	1,3753	1,3749
Действительная политропа сжатия	n <sub>д</sub>	1,3342	1,3343	1,3344	1,3344	1,3344
Предполагаемая температура остаточных газов, К	T <sub>г</sub>	1045	1050	1062	1085	1100
Продолжительность горения, ° ПКВ	φ <sub>г</sub>	50	56	62	68	75
Показатель характера сгорания	m	3	3	3	3	3
Коэффициент выделения теплоты	σ	1	1	1	1	1
Коэффициент использования теплоты	δ <sub>i</sub>	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86
Коэффициент эффективности сгорания топлива	ξ	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86

Таблица 3 – Термохимические характеристики топлива (бензин Аи-92)

Название характеристики, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики
Массовое содержание Н	Н	0,14268
Массовое содержание С	С	0,84132
Массовое содержание О	О	0,004
Массовое содержание S	S	0,005
Массовое содержание N	N	0,007
Массовое содержание H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub> O	0
Нижшая теплота сгорания, МДж/кг	H <sub>u</sub>	43237,518
Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива	Lo, кмоль воздуха/кг топлива	0,508
	Lo, кг воздуха/кг топлива	14,700
Количество компонента продуктов сгорания	Mc CO, кмоль CO/кг топлива	0,0701
	MH <sub>2</sub> O, кмоль H <sub>2</sub> O/кг топлива	0,0713
	MN <sub>2</sub> , кмоль N <sub>2</sub> /кг топлива	0,4023
	MO <sub>2</sub> , кмоль O <sub>2</sub> /кг топлива	0
Общее количество продуктов сгорания топлива,	M <sub>2</sub> кмоль пр. сг./кг топлива	0,5438
Коэффициент изменения гор. смеси	μ <sub>0</sub>	1,0525



Для удобства расчетов цикла для бензинового двигателя представим данные в виде таблицы 4.

Таблица 4 – Расчет действительного цикла бензинового двигателя

Название параметра	Условное обозначение	Значение характеристики				
		800	2000	3500	5000	6000
Частота вращения	$n$ , мин <sup>-1</sup>	800	2000	3500	5000	6000
Давление остаточных газов	$P_r$ , МПа	0,1039	0,1058	0,1106	0,1180	0,1244
Температура подогрева	$\Delta T_N$ , К	10,5263	8,9474	6,9737	5,0000	3,6842
Средняя скорость движения заряда	$\omega_{вп}$ , м/с	5,5843	13,9608	24,4314	34,9020	41,8824
Давление в конце впуска	$P_a$ , МПа	0,1000	0,0998	0,0993	0,0986	0,0979
Коэффициент остаточных газов	$\gamma_r$	0,0283	0,0283	0,0290	0,0299	0,0317
Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,9196	0,9313	0,9388	0,9519	0,9331
Температура в конце впуска	$T_a$ , К	324,0730	322,6987	321,6210	320,9963	321,5247
Удельный объем рабочего тела в конце наполнения	$V_a$ , м <sup>3</sup> /кг	0,8882	0,8861	0,8874	0,8923	0,8996
Давление в конце сжатия	$P_c$ , МПа	2,8136	2,8088	2,7963	2,7756	2,7576
Температура в конце сжатия	$T_c$ , К	747,6603	744,6760	742,4489	741,0069	742,2266
Политропа расширения	$n_2$	1,1920	1,1926	1,1933	1,1944	0,4923
Удельный объем рабочего тела в момент воспламенения	$V_y$ , м <sup>3</sup> /кг	0,0802	0,0851	0,0893	0,0970	0,1095
Давление рабочего тела в момент воспламенения	$P_y$ , МПа	2,4730	2,2749	2,1274	1,9042	1,6277
Температура рабочего тела в момент воспламенения	$T_y$ , К	723,8818	706,3639	693,2749	674,2340	650,3628
Общая удельная теплота сгорания топлива	$q_z$ , кДж/кг	2303,2856	2303,2106	2301,6219	2299,6824	2295,6412
Давление в процессе сгорания	$E_2$ , МПа	63,2765	63,4202	63,2845	62,8832	62,2646
Степень расширения	$\delta$	4,8096	4,4212	3,9684	3,6719	3,4077
Давление в конце процесса сгорания	$P_z$ , МПа	3,9910	3,5967	3,1478	2,8412	2,5622
Температура в конце процесса сгорания	$T_z$ , К	2559,7179	2503,7301	2444,9434	2398,2905	2349,6441
Давление в конце процесса расширения	$P_b$ , МПа	0,6138	0,6110	0,6077	0,6009	0,5920
Температура в конце процесса расширения	$T_b$ , К	1893,4013	1880,3230	1873,1331	1862,5633	1850,0699
Теоретическая индикаторная работа цикла	$L_T$ , кДж	1,1676	1,1581	1,1380	1,1151	1,1019
Расчетное среднее индикаторное давление	$P_{iT}$ , МПа	1,4320	1,4236	1,3969	1,3612	1,3342
Индикаторный коэффициент полезного действия	$\eta_i$	0,4535	0,4452	0,4333	0,4164	0,4164
Удельный индикаторный расход топлива	$g_i$ , г/кВт*ч	183,5915	187,0163	192,1424	199,9308	199,9463
Давление механических потерь	$P_m$ , МПа	0,0468	0,0660	0,0900	0,1140	0,1301
Средняя скорость поршня	$C_p$ , м/с	1,1333	2,8333	4,9583	7,0833	8,5000
Среднее эффективное давление	$P_e$ , МПа	1,3852	1,3576	1,3069	1,2472	1,2042
Механический КПД	$\eta_m$	0,9673	0,9536	0,9356	0,9162	0,9025
Эффективный КПД	$\eta_e$	0,4387	0,4246	0,4054	0,3816	0,3758
Удельный эффективный расход топлива	$g_e$ , г/кВт*ч	189,7953	196,1104	205,3786	218,2124	221,5400
Эффективная мощность	$N_e$ , кВт	2,7674	6,7808	11,4232	15,5731	18,0437
Часовой расход топлива	$G_T$ , кг/ч	0,5252	1,3298	2,3461	3,3982	3,9974
Крутящий момент	$M_e$ , Н*м	33,0331	32,3758	31,1666	29,7425	28,7174

По результатам расчетов построим индикаторные диаграммы в P-V координатах (рисунок 9) и внешнюю скоростную характеристику (рисунок 10).

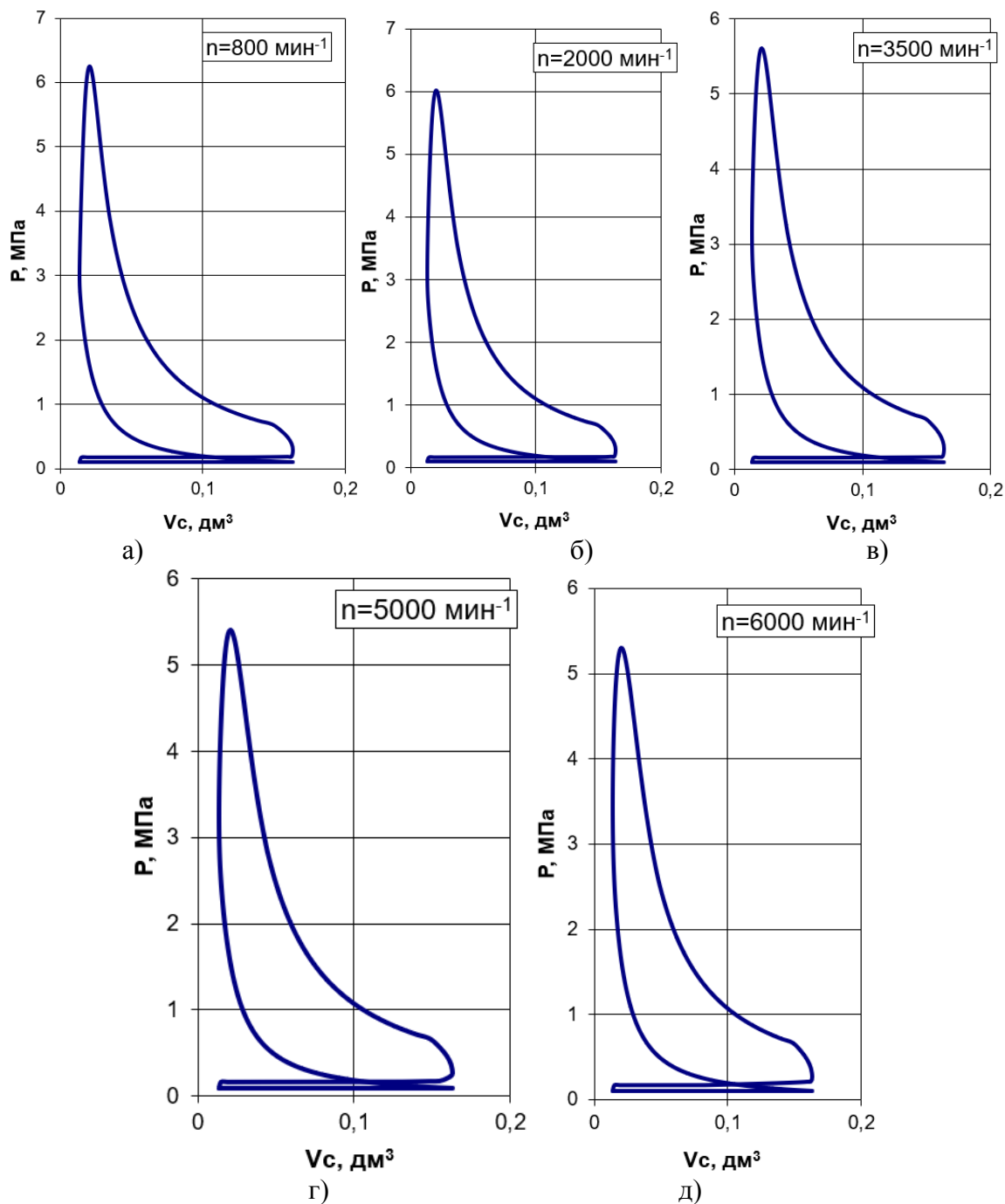


Рисунок 9 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах, для исследуемых частот вращения: (а) 800; (б) 2000; (в) 3500; (г) 5000 и (д) 6000 мин<sup>-1</sup>.

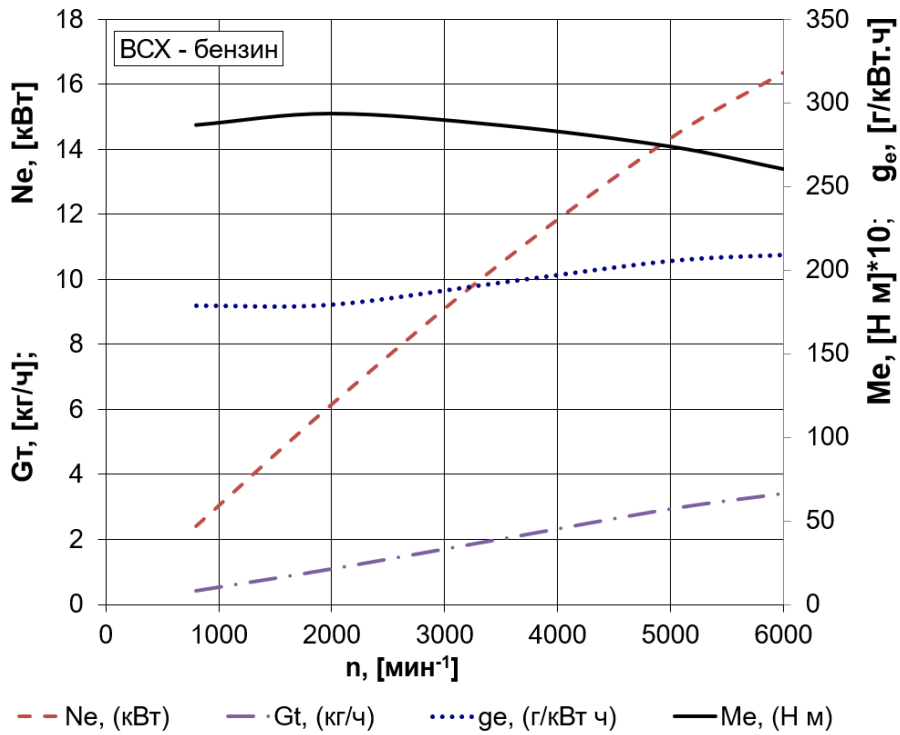


Рисунок 10 – Внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя

Для удобства расчетов теплового баланса двигателя при работе на бензине представим данные в виде графика на рисунке 11.

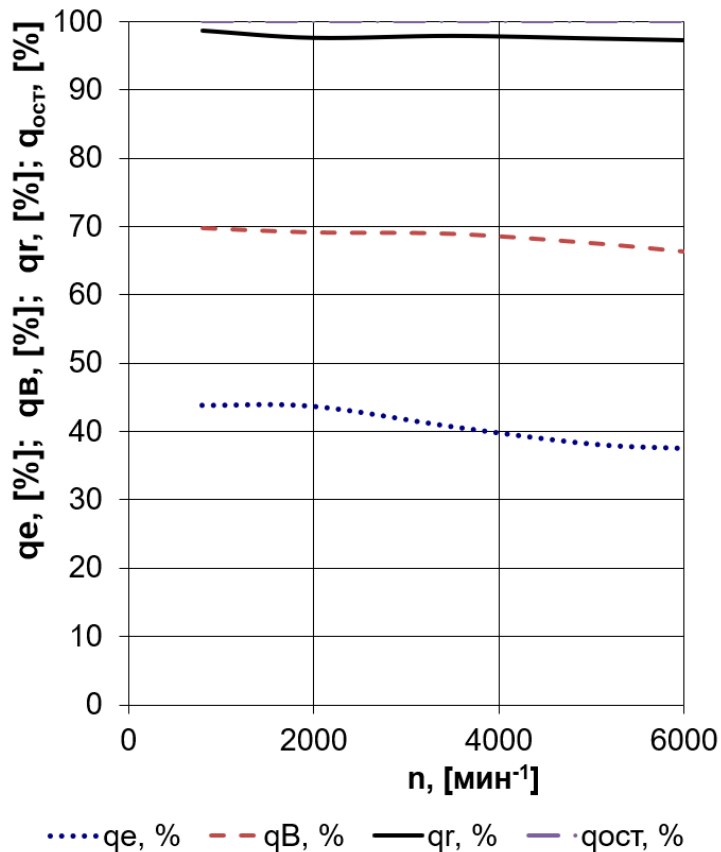


Рисунок 11 – Диаграмма внешнего теплового баланса бензинового двигателя

## 2.2 Тепловой расчет двухцилиндрового двигателя, работающего на компримированном природном газе

Для удобства анализа регулировочных характеристик двухцилиндрового двигателя, работающего на компримированном природном газе (КПГ) представим данные в виде таблицы 5.

Таблица 5 – Регулировочные характеристики модернизированного двигателя на компримированном природном газе

Название параметра, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики				
Частота вращения, мин <sup>-1</sup>	n	800	2000	3500	5000	6000
Угол опережения зажигания, ° ПКВ	Θ	11	18	20	23	26
Коэффициент избытка воздуха	α	1	1	1	1	1
Температура подогрева заряда в цилиндре ДВС, °С	ΔT <sub>N</sub>	5	5	5	5	5
Давление на впуске (атмосферное), МПа	P <sub>0</sub>	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
Температура на впуске (окружающей среды), К	T <sub>0</sub>	293,15	293,15	293,15	293,15	293,15
Расчетная политропа сжатия	n <sub>p</sub>	1,3781	1,3775	1,3770	1,3755	1,3748
Действительная политропа сжатия	n <sub>д</sub>	1,3341	1,3343	1,3344	1,3344	1,3344
Предполагаемая температура остаточных газов, К	T <sub>г</sub>	913	905	915	935	955
Продолжительность горения, ° ПКВ	φ <sub>г</sub>	57	62	67	73	80
Показатель характера сгорания	m	3	3	3	3	3
Коэффициент выделения теплоты	σ	1	1	1	1	1
Коэффициент использования теплоты	δ <sub>i</sub>	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86
Коэффициент эффективности сгорания топлива	ξ	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86

Для удобства анализа термохимических характеристик компримированного природного газа представим их в виде таблицы 6.

Таблица 6 – Термохимические характеристики топлива – компримированного природного газа

Название характеристики, размерность	Условное обозначение	Значение характеристики
Массовое содержание H	H	0,2206
Массовое содержание C	C	0,6884
Массовое содержание O	O	0,0098
Массовое содержание S	S	0
Массовое содержание N	N	8,12
Массовое содержание H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub> O	0
Молекулярная масса топлива, кг/моль	m <sub>T</sub>	19,98478
Средняя молярная масса воздуха, кг/моль	m <sub>B</sub>	28,9
Плотность топлива, кг/м <sup>3</sup>	P <sub>T</sub>	0,882533
Низшая теплота сгорания, МДж/кг	H <sub>u</sub>	45960,928
Теоретически необходимое количество воздуха в кмоль для сгорания 1 кг топлива, кмоль воздуха/кг топлива	L <sub>o</sub>	0,539
Теоретически необходимое количество воздуха в кг для сгорания 1 кг топлива, кг воздуха/кг топлива	l <sub>o</sub>	15,612
Количество компонента продуктов сгорания	Mc CO, кмоль CO/кг топлива	0,0574
	MH <sub>2</sub> O, кмоль H <sub>2</sub> O/кг топлива	0,1103
	MN <sub>2</sub> , кмоль N <sub>2</sub> /кг топлива	0,4991
	MO <sub>2</sub> , кмоль O <sub>2</sub> /кг топлива	0
	MH <sub>2</sub> , кмоль H <sub>2</sub> /кг топлива	0
Общее количество продуктов сгорания топлива, кмоль пр. сг./кг топлива	M <sub>2</sub>	0,6667
Коэффициент изменения горючей смеси	μ <sub>0</sub>	1,1310

Для удобства расчетов цикла двухцилиндрового двигателя, работающего на компримированном природном газе, представим данные в виде таблицы 7.

Таблица 7 – Расчет действительного цикла двигателя на КПП

Название параметра	Условное обозначение	Значение характеристики				
		800	2000	3500	5000	6000
Частота вращения	$n$ , мин <sup>-1</sup>	800	2000	3500	5000	6000
Давление остаточных газов	$P_r$ , МПа	0,1039	0,1058	0,1106	0,1180	0,1244
Коэффициент температурного подогрева	$A_T$	0,1053	0,1053	0,1053	0,1053	0,1053
Температура подогрева	$\Delta T_N$ , К	10,5263	8,9474	6,9737	5,0000	3,6842
Плотность заряда на впуске	$\rho_v$ , кг/м <sup>3</sup>	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882	1,1882
Средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы	$\omega_{вп}$ , м/с	2,7922	6,9804	12,2157	17,4510	41,8824
Потери давления на впуске	$\Delta P_a$ , МПа	0,0000	0,0001	0,0002	0,0004	0,0021
Давление в конце впуска	$P_a$ , МПа	0,1000	0,0999	0,0998	0,0996	0,0979
Коэффициент остаточных газов	$\gamma_r$	0,0348	0,0348	0,0343	0,0351	0,0374
Коэффициент наполнения	$\eta_v$	0,8568	0,8802	0,9231	0,9422	0,9121
Температура в конце впуска	$T_a$ , К	324,1430	322,3558	320,4992	319,7208	320,5474
Удельный объем рабочего тела в конце наполнения	$V_a$ , м <sup>3</sup> /кг	0,9954	0,9904	0,9859	0,9853	1,0052
Давление в конце сжатия	$P_c$ , МПа	2,8137	2,8134	2,8110	2,8058	2,7573
Температура в конце сжатия	$T_c$ , К	747,6347	743,7916	739,7852	737,9886	739,8966
Политропа расширения	$n_2$	1,2026	1,2031	1,2030	0,4764	0,4299
Удельный объем рабочего тела в момент воспламенения	$V_y$ , м <sup>3</sup> /кг	0,0916	0,1077	0,1133	0,1235	0,1378
Давление рабочего тела в момент воспламенения	$P_y$ , МПа	2,4109	1,9302	1,7914	1,5927	1,3889
Температура рабочего тела в момент воспламенения	$T_y$ , К	719,2625	676,8041	660,7994	640,3519	623,0663
Общая удельная теплота сгорания топлива	$q_z$ , кДж/кг	2299,4827	2299,4533	2300,5573	2298,8117	2293,6767
Давление в процессе сгорания	$E_2$ , МПа	56,3673	56,6515	56,9389	56,9288	55,6758
Степень расширения	$\delta$	4,0751	4,3013	3,9684	3,6719	3,3261
Давление в конце процесса сгорания	$P_z$ , МПа	3,0064	3,1696	2,8824	2,6159	2,2699
Температура в конце процесса сгорания	$T_z$ , К	2123,1177	2109,9896	2070,1961	2029,4765	1983,9490
Давление в конце процесса расширения	$P_b$ , МПа	0,5550	0,5479	0,5490	0,5470	0,5342
Температура в конце процесса расширения	$T_b$ , К	1597,1047	1568,8826	1564,8206	1558,2415	1553,0808
Теоретическая индикаторная работа цикла	$L_T$ , кДж	1,1417	1,1794	1,1691	1,1423	1,1283
Расчетное среднее индикаторное давление	$P_{iT}$ , МПа	1,2494	1,2972	1,2918	1,2628	1,2227
Индикаторный коэффициент полезного действия	$\eta_i$	0,4559	0,4607	0,4374	0,4190	0,4191
Удельный индикаторный расход топлива	$g_i$ , г/кВт*ч	171,8141	170,0215	179,0613	186,9430	186,9109
Давление механических потерь	$P_m$ , МПа	0,0468	0,0660	0,0900	0,1140	0,1301
Средняя скорость поршня	$C_{п}$ , м/с	1,1333	2,8333	4,9583	7,0833	8,5000
Среднее эффективное давление	$P_e$ , МПа	1,2026	1,2311	1,2017	1,1488	1,0926
Механический КПД	$\eta_m$	0,9625	0,9491	0,9303	0,9097	0,8936
Эффективный КПД	$\eta_e$	0,4388	0,4372	0,4069	0,3812	0,3745
Удельный эффективный расход топлива	$g_e$ , г/кВт*ч	178,5012	179,1384	192,4760	205,5008	209,1584
Эффективная мощность	$N_e$ , кВт	2,4027	6,1492	10,5039	14,3447	16,3716
Часовой расход топлива	$G_T$ , кг/ч	0,4289	1,1016	2,0217	2,9478	3,4243
Крутящий момент	$M_e$ , Н*м	28,6799	29,3602	28,6584	27,3964	26,0562

По результатам расчетов построим индикаторные диаграммы в P-V координатах (рисунок 12) для двухцилиндрового двигателя, работающего на сжатом природном газе.

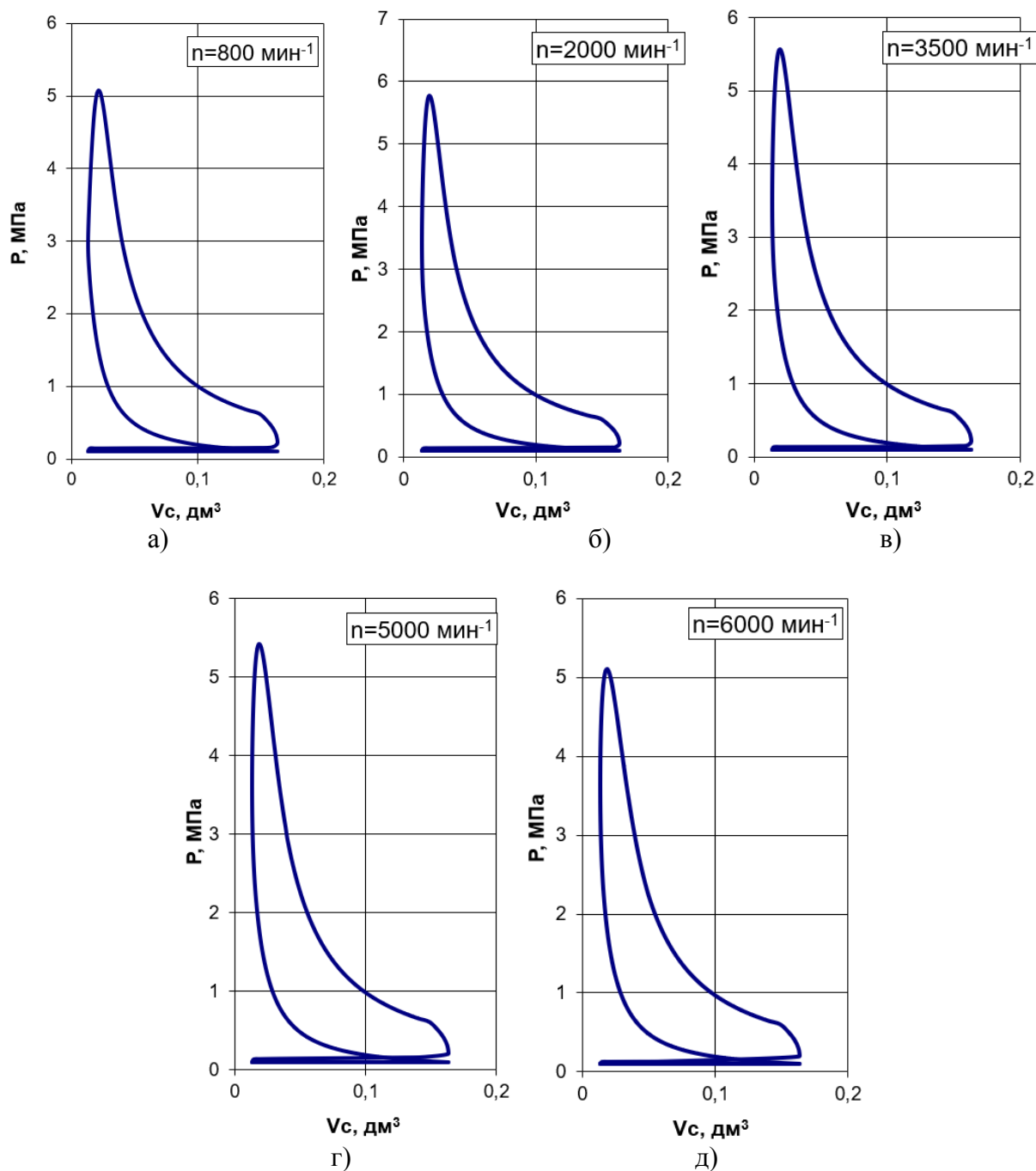


Рисунок 12 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах, для двигателя на КПГ: (а) 800; (б) 2000; (в) 3500; (г) 5000 и (д) 6000 мин<sup>-1</sup>.

По результатам расчетов построим внешнюю скоростную характеристику (рисунок 13) для двухцилиндрового двигателя, работающего на сжатом природном газе.

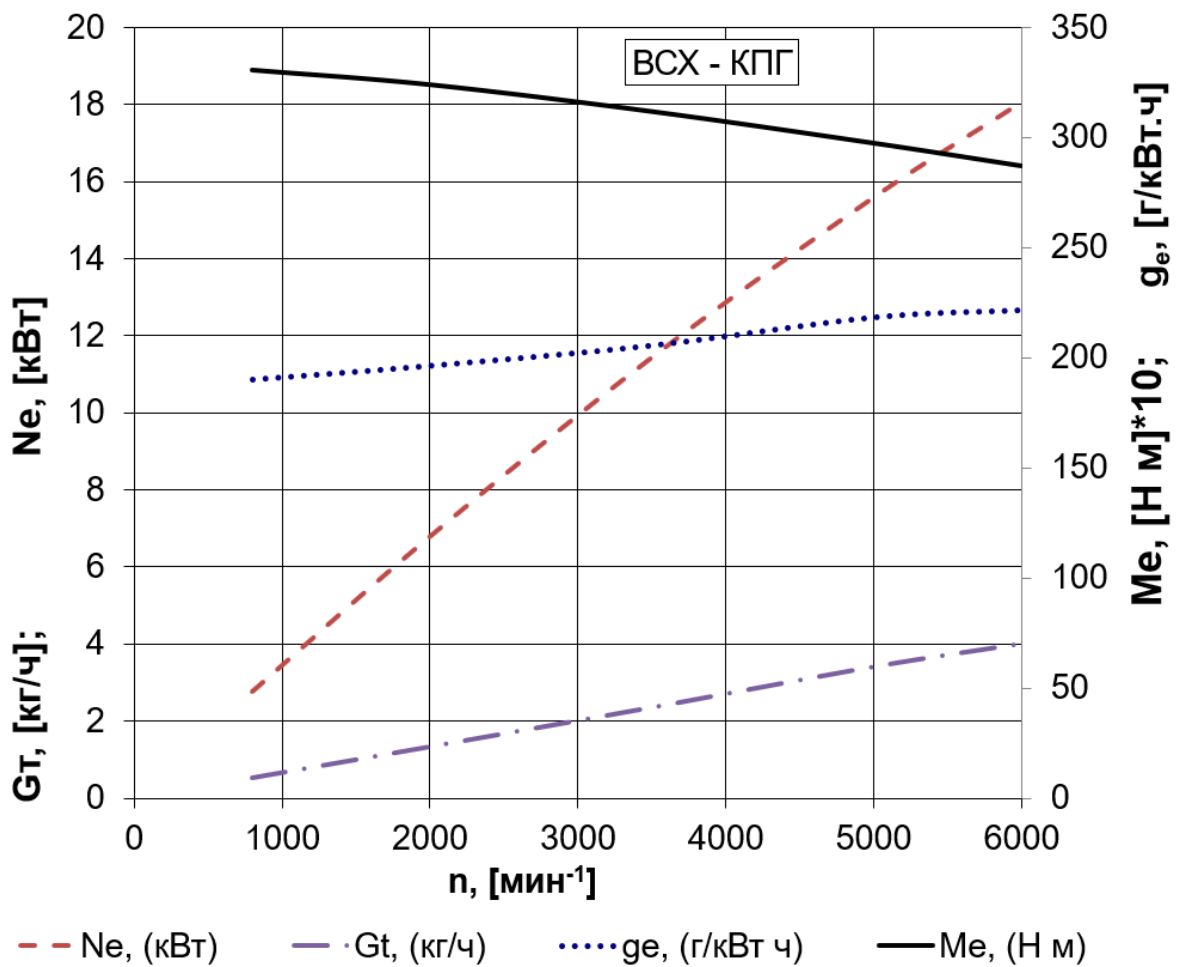


Рисунок 13 – Внешняя скоростная характеристика двухцилиндрового двигателя, работающего на сжатом природном газе

Для удобства расчетов теплового баланса двухцилиндрового двигателя, работающего на сжатом природном газе, представим данные в виде графика (рисунок 14).



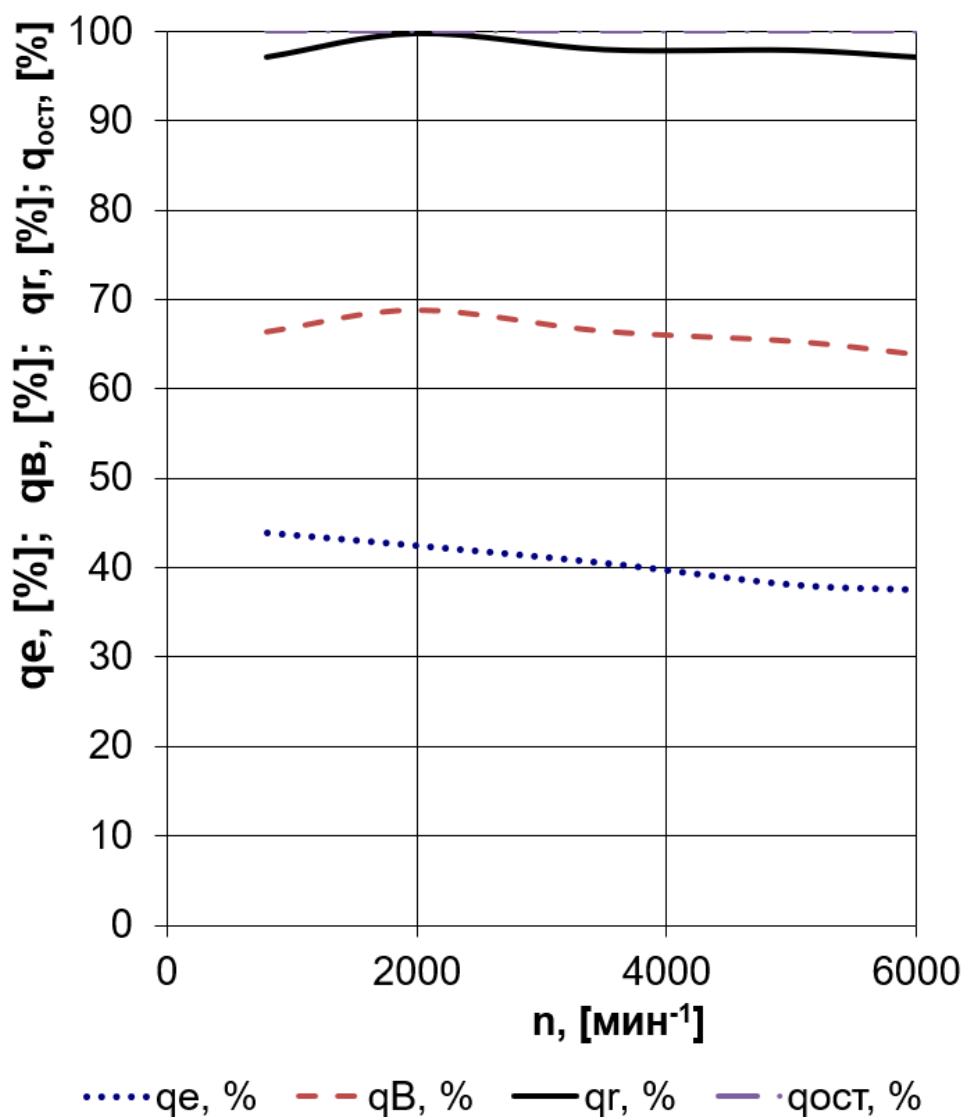


Рисунок 14 – Диаграмма внешнего теплового баланса двухцилиндрового двигателя, работающего на компримированном природном газе

### Выводы по второму разделу

Проведенные расчеты показали снижение мощностных показателей примерно на 10% при переходе на газовое топливо, при этом эффективный коэффициент полезного действия увеличился на 5%. Это говорит об экономической целесообразности применения природного газа в малолитражных двигателях с искровым зажиганием. Единственная проблема — это необходимость приобретения достаточно дорогого газобаллонного оборудования, которое по сравнению с низкой стоимостью простого и дешевого двигателя вносит существенный вклад в его себестоимость.

### 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 21,25 мм, а длина шатуна 109 мм) проводился по известным методикам приведенным в [1,2], при частоте вращения коленчатого вала  $6000 \text{ мин}^{-1}$ .

Результаты расчета перемещения, скорости и ускорения поршня приведены на рисунках 15, 16 и 17.

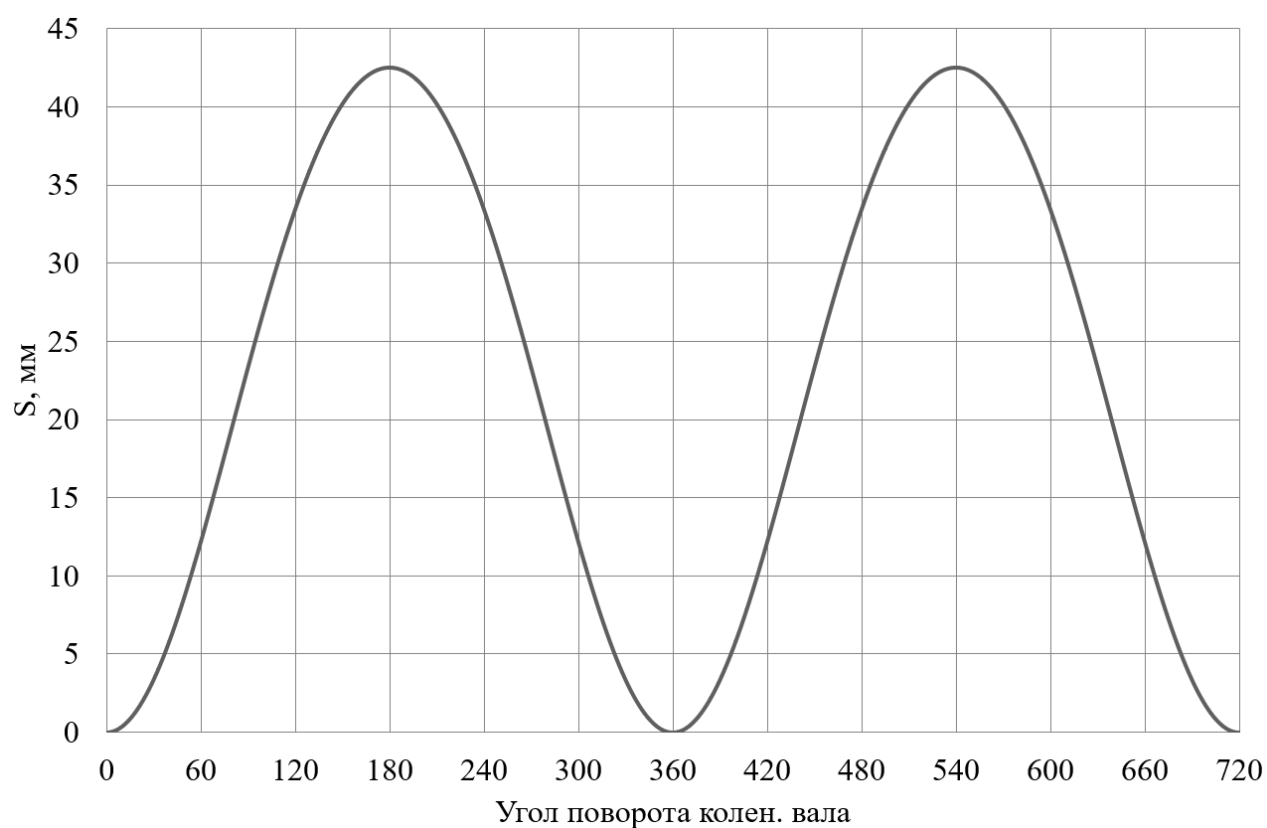


Рисунок 15 – Диаграмма изменения хода поршня

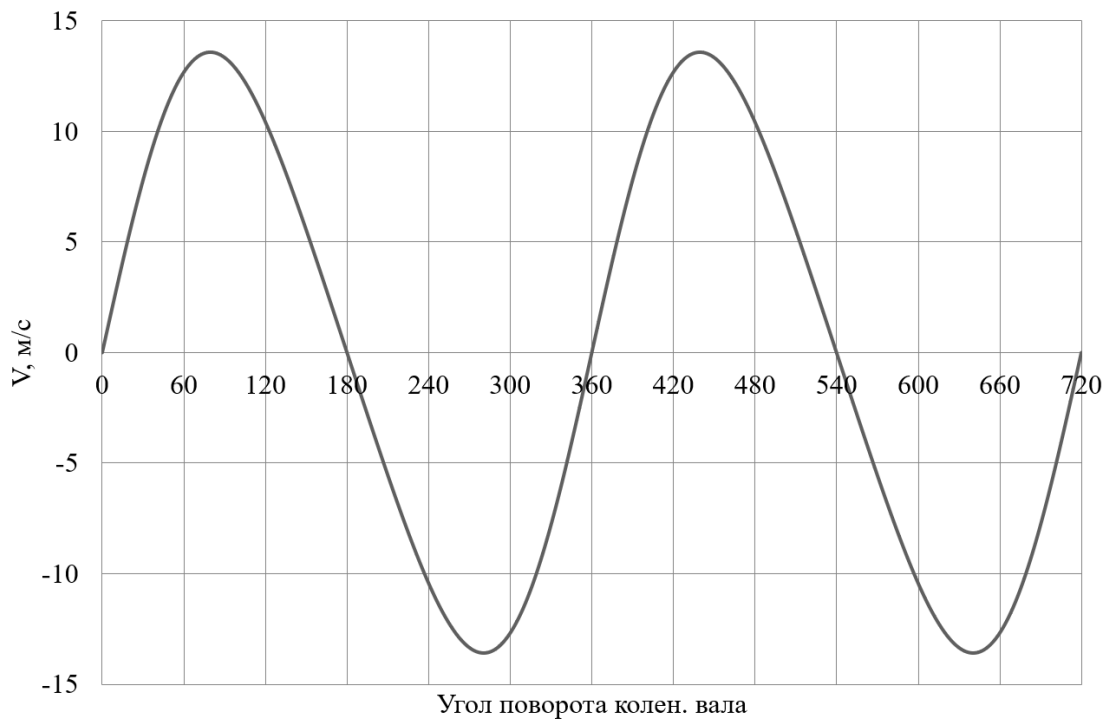


Рисунок 16 – Диаграмма изменения скорости поршня

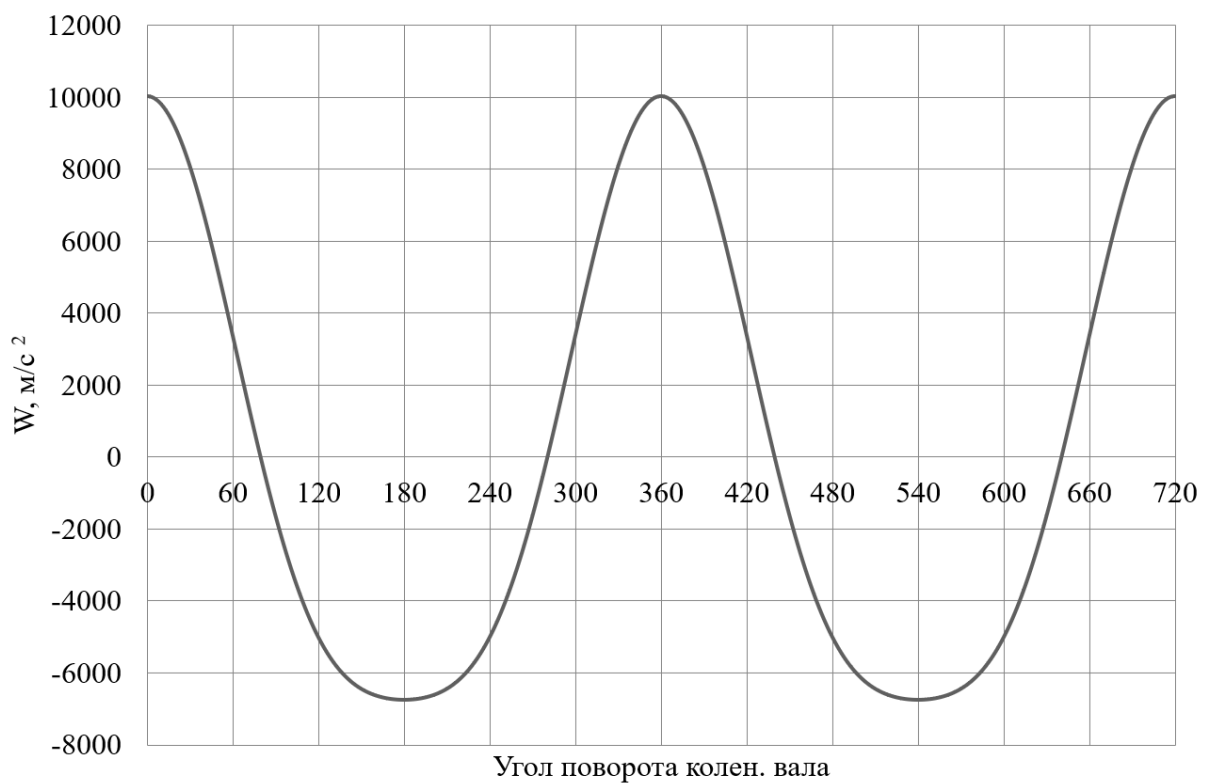


Рисунок 17 – Диаграмма изменения ускорения поршня

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 при частоте вращения коленчатого вала  $6000 \text{ мин}^{-1}$ , при работе на бензине и сжатом природном газе, результаты приведения масс кривошипно-шатунного механизма по двух массовой схеме показаны в таблице 8.

Таблица 8 – Приведение масс кривошипно-шатунного механизма

Параметр	Величина
Площадь поршня, $\text{м}^2$	0,003526
Удельная масса поршня, $\text{кг}/\text{м}^2$	80
Масса поршневой группы, кг	0,28205
Удельная масса шатуна, $\text{кг}/\text{м}^2$	130
Масса шатуна, кг	0,4583348
Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца, кг	0,126
Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа, кг	0,332
Удельная масса одного колена вала, $\text{кг}/\text{м}^2$	140
Масса неуравновешенных частей одного колена вала, кг	0,4936
Массы, совершающие возвратно-поступательное движение	0,408
Массы, совершающие вращательное движение	0,82588
Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна, Н	-2787,66
Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа, Н	-4140,818
Центробежная сила инерции вращающихся масс, Н	-6928,477

Результаты расчета приведены в виде графиков. На рисунке 18 приведены силы инерции возвратно-поступательного движения.

В таблице 9 приведены силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент двигателя на бензине.

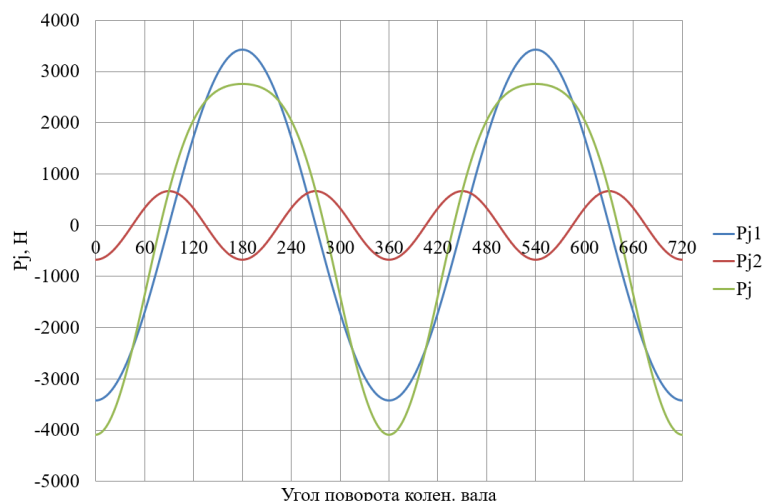


Рисунок 18 – Силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна

Таблица 9 – Суммарные силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент двигателя на бензине

$\varphi_{KB}$	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Мкр.ц1	$\varphi_{KB}$	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Мкр.ц1
0	0	-4098	-4098	0	0	370	396,7	11718	11465	2424,3	51,52
10	-136	-4008	-3922	-829,3	-17,6	380	970,3	14552	13312	5877,7	124,9
20	-250	-3744	-3425	-1512	-32,1	390	1355	13902	11305	8091,6	171,9
30	-324	-3322	-2701	-1933	-41,1	400	1339	10682	7257,9	7837,5	166,5
40	-347	-2768	-1881	-2031	-43,2	410	1133	7583,3	3952,2	6471,9	137,5
50	-316	-2116	-1103	-1806	-38,4	420	977,6	5790,5	2007	5431,5	115,4
60	-237	-1406	-487,2	-1318	-28	430	896,3	4892,5	802,77	4826,2	102,6
70	-124	-678,5	-111,3	-669,3	-14,2	440	861	4484,8	-83,68	4484	95,29
80	4,958	25,823	-0,482	25,819	0,549	450	848,1	4350,1	-848,1	4266,6	90,67
90	131,2	673	-131,2	660,09	14,03	460	835,5	4351,8	-1564	4060,8	86,29
100	237,6	1237,4	-444,8	1154,6	24,54	470	807,2	4405,9	-2240	3794,1	80,62
110	312,1	1703,7	-866,1	1467,1	31,18	480	753,8	4464,8	-2853	3434,2	72,98
120	349,1	2067,8	-1321	1590,5	33,8	490	672,9	4505,5	-3379	2980,2	63,33
130	348,8	2335,4	-1751	1544,7	32,83	500	566,7	4522,5	-3801	2449,9	52,06
140	315,7	2519,2	-2118	1364,7	29	510	407	4175,4	-3802	1725,3	36,66
150	257	2636,4	-2401	1089,4	23,15	520	206,1	3091,2	-2969	861,21	18,3
160	180,3	2704,5	-2597	753,47	16,01	530	102,2	3018,8	-2989	423,27	8,994
170	92,71	2738,6	-2712	383,98	8,16	540	2E-13	2923,1	-2923	1E-12	2E-14
180	7E-14	2748,8	-2749	3E-13	7E-15	550	-96,5	2849,5	-2821	-399,5	-8,49
190	-92,8	2741,2	-2714	-384,3	-8,17	560	-188	2815,6	-2704	-784,4	-16,7
200	-181	2715,1	-2608	-756,4	-16,1	570	-268	2747,8	-2502	-1135	-24,1
210	-259	2661,1	-2423	-1100	-23,4	580	-330	2630,9	-2211	-1425	-30,3
220	-321	2565,2	-2156	-1390	-29,5	590	-366	2447,5	-1836	-1619	-34,4
230	-360	2411,6	-1809	-1595	-33,9	600	-368	2180,3	-1393	-1677	-35,6
240	-369	2186	-1397	-1681	-35,7	610	-333	1816,5	-923,5	-1564	-33,2
250	-344	1879,4	-955,5	-1618	-34,4	620	-259	1350,3	-485,4	-1260	-26,8
260	-287	1492,5	-536,5	-1393	-29,6	630	-153	786,02	-153,2	-770,9	-16,4
270	-203	1039	-202,5	-1019	-21,7	640	-26,6	138,77	-2,589	-138,8	-2,95
280	-105	549,24	-10,25	-549,1	-11,7	650	103,6	-565,7	-92,82	558,05	11,86
290	-13,6	74,409	12,209	-73,4	-1,56	660	218,3	-1293	-448,2	1213	25,78
300	52,03	-308,2	-106,8	289,09	6,143	670	299,2	-2004	-1044	1710,1	36,34
310	72,33	-484,3	-252,4	413,33	8,783	680	332,8	-2656	-1805	1948,7	41,41
320	35,81	-285,8	-194,2	209,68	4,456	690	312,9	-3210	-2611	1868,6	39,71
330	-50,5	517,65	420,93	-301,3	-6,4	700	242,2	-3633	-3323	1467,4	31,18
340	-142	2134,1	1952,3	-862	-18,3	710	131,9	-3897	-3813	806,34	17,13
350	-153	4510,9	4413,3	-933,3	-19,8	720	4E-13	-4098	-4098	2E-12	4E-14
360	-0	7693,4	7693,4	-2E-12	-0	Мкр.ц.Суммарный Н*м					23,56

В таблице 10 приведены силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент двигателя на этаноле.

Таблица 10 – Суммарные силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент двигателя на сжатом природном газе

$\Phi_{кв}$	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Мкр.ц1	$\Phi_{кв}$	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Мкр.ц1
0	0	-4098	-4098	0	0	370	538,4	15904	15560	3290,4	69,92
10	-136	-4008	-3922	-829,3	-17,6	380	1137	17056	15603	6889,3	146,4
20	-250	-3744	-3425	-1512	-32,1	390	1407	14432	11736	8399,9	178,5
30	-324	-3322	-2701	-1933	-41,1	400	1313	10477	7118,5	7687	163,3
40	-347	-2768	-1881	-2031	-43,2	410	1097	7344,8	3827,9	6268,4	133,2
50	-316	-2116	-1103	-1806	-38,4	420	944,2	5592,5	1938,4	5245,8	111,5
60	-237	-1406	-487,2	-1318	-28	430	865,2	4722,8	774,93	4658,8	99
70	-124	-678,5	-111,3	-669,3	-14,2	440	832,7	4337	-80,92	4336,2	92,15
80	4,958	25,823	-0,482	25,819	0,549	450	822,6	4219,3	-822,6	4138,3	87,94
90	131,2	673	-131,2	660,09	14,03	460	812,9	4234,1	-1522	3951,1	83,96
100	237,6	1237,4	-444,8	1154,6	24,54	470	787,5	4298,5	-2185	3701,6	78,66
110	312,1	1703,7	-866,1	1467,1	31,18	480	737	4365,4	-2790	3357,7	71,35
120	349,1	2067,8	-1321	1590,5	33,8	490	659	4412,3	-3309	2918,6	62,02
130	348,8	2335,4	-1751	1544,7	32,83	500	555,6	4434	-3727	2402	51,04
140	315,7	2519,2	-2118	1364,7	29	510	398,7	4090,1	-3725	1690	35,91
150	257	2636,4	-2401	1089,4	23,15	520	206,3	3094,2	-2972	862,05	18,32
160	180,3	2704,5	-2597	753,47	16,01	530	105,6	3118,1	-3087	437,19	9,29
170	92,71	2738,6	-2712	383,98	8,16	540	2E-13	3128,1	-3128	1E-12	2E-14
180	7E-14	2748,8	-2749	3E-13	7E-15	550	-106	3118,1	-3087	-437,2	-9,29
190	-92,8	2741,3	-2714	-384,4	-8,17	560	-206	3084,6	-2962	-859,4	-18,3
200	-181	2715,5	-2608	-756,5	-16,1	570	-294	3017,5	-2748	-1247	-26,5
210	-259	2661,9	-2424	-1100	-23,4	580	-364	2901,5	-2439	-1572	-33,4
220	-322	2566,7	-2157	-1390	-29,5	590	-406	2719	-2039	-1798	-38,2
230	-361	2414,1	-1811	-1597	-33,9	600	-414	2452,6	-1567	-1887	-40,1
240	-370	2190,1	-1400	-1685	-35,8	610	-383	2089,5	-1062	-1799	-38,2
250	-345	1885,9	-958,8	-1624	-34,5	620	-312	1623,8	-583,8	-1515	-32,2
260	-288	1502,5	-540,2	-1402	-29,8	630	-207	1059,7	-206,6	-1039	-22,1
270	-206	1054,5	-205,6	-1034	-22	640	-79,2	412,3	-7,693	-412,2	-8,76
280	-110	573,58	-10,7	-573,5	-12,2	650	53,61	-292,7	-48,02	288,69	6,135
290	-20,7	113,13	18,563	-111,6	-2,37	660	172,3	-1021	-353,8	957,51	20,35
300	41,37	-245	-84,93	229,84	4,884	670	258,7	-1732	-902,8	1478,4	31,42
310	56,47	-378,1	-197,1	322,68	6,857	680	298,9	-2385	-1621	1750,2	37,19
320	12,72	-101,5	-68,98	74,491	1,583	690	286,6	-2941	-2391	1711,6	36,37
330	-81,5	836,2	679,97	-486,7	-10,3	700	224,3	-3364	-3077	1358,8	28,87
340	-181	2707,4	2476,8	-1094	-23,2	710	122,9	-3629	-3550	750,77	15,95
350	-206	6085,5	5953,9	-1259	-26,8	720	4E-13	-4098	-4098	2E-12	4E-14
360	-0	11193	11193	-3E-12	-0	Мкр.ц.Суммарный Н*м					20,81

В таблице 11 приведены силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого вала двигателя на бензине.

Таблица 11 – Силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого вала двигателя на бензине

$\varphi_{кв}$	Рш.ш., Н	Рк.ш1(3), Н	Рк.ш2, Н	$\varphi_{кв}$	Рш.ш., Н	Рк.ш1(3), Н	Рк.ш2, Н
0	6886,015	5513,4167	9764	370	9009,161	2640,1661	9704
10	6760,383	5440,8952	9704	380	12054,43	4056,7287	9615
20	6394,131	5231,701	9615	390	11747,93	4163,0736	9457
30	5819,37	4910,9005	9457	400	9022,664	3626,2319	9220
40	5090,725	4520,009	9220	410	6575,889	3411,645	8897
50	4289,009	4115,8398	8897	420	5487,337	3521,8989	8491
60	3530,29	3765,9795	8491	430	5218,385	3777,1337	8027
70	2975,238	3535,7725	8027	440	5324,551	4042,9305	7557
80	2788,26	3464,5033	7557	450	5605,591	4316,5821	7163
90	2992,571	3545,2371	7163	460	5952,411	4589,4237	6943
100	3432,507	3731,578	6943	470	6298,525	4845,8766	6973
110	3937,332	3965,7379	6973	480	6603,963	5070,9773	7245
120	4406,176	4200,9146	7245	490	6849,1	5255,2994	7651
130	4794,798	4408,1747	7651	500	7029,77	5396,1007	8001
140	5091,51	4574,1925	8001	510	6812,047	5329,3841	8061
150	5301,582	4696,3299	8061	520	5820,531	4904,085	7620
160	5437,522	4777,8177	7620	530	5792,158	4947,0781	6629
170	5512,587	4823,8303	6629	540	5710,753	4962,4202	5131
180	5536,441	4838,6295	5131	550	5623,227	4947,0781	3256
190	5515,19	4825,1283	3256	560	5547,503	4899,3908	2950
200	5448,053	4783,0279	2950	570	5410,356	4814,9436	4047
210	5325,716	4708,1039	4047	580	5198,319	4688,2615	5139
220	5135,448	4595,1721	5139	590	4898,474	4515,5946	5978
230	4865,252	4440,7778	5978	600	4504,759	4298,7484	6502
240	4509,74	4246,7402	6502	610	4027,297	4049,8149	6903
250	4078,026	4024,1702	6903	620	3507,246	3796,1608	7326
260	3604,166	3796,9117	7326	630	3040,267	3583,3025	7816
270	3159,07	3601,7297	7816	640	2793,695	3469,6191	8351
280	2851,288	3480,2093	8351	650	2934,04	3505,5607	8880
290	2776,419	3458,3314	8880	660	3455,735	3704,0835	9359
300	2908,88	3520,6294	9359	670	4196,191	4029,7459	9760
310	3068,035	3596,4142	9760	680	4988,61	4417,3895	10070
320	2989,19	3562,928	10070	690	5712,49	4797,7568	10128
330	2385,826	3257,3801	10128	700	6284,8	5112,2618	9745
340	1200,378	2610,4337	9745	710	6649,88	5318,1379	9787
350	1874,505	1363,957	9787	720	6886,015	5513,4167	9764
360	4905,743	535,2053	9764				

В таблице 12 приведены силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого вала двигателя, работающего на компримированном природном газе.

Таблица 12 – Силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого вала двигателя на сжатом природном газе

$\varphi_{кв}$	Rш.ш., Н	Rк.ш1(3), Н	Rк.ш2, Н	$\varphi_{кв}$	Rш.ш., Н	Rк.ш1(3), Н	Rк.ш2, Н
0	6886,015	5513,4167	9801	370	9151,471	2640,1661	9772
10	6760,383	5440,8952	9772	380	11459	4056,7287	9682
20	6394,131	5231,701	9682	390	10774,44	4163,0736	9523
30	5819,37	4910,9005	9523	400	8243,87	3626,2319	9283
40	5090,725	4520,009	9283	410	6050,262	3411,645	8956
50	4289,009	4115,8398	8956	420	4906,394	3521,8989	8545
60	3530,29	3765,9795	8545	430	4769,897	3777,1337	8074
70	2975,238	3535,7725	8074	440	4952,165	4042,9305	7593
80	2788,26	3464,5033	7593	450	5280,406	4316,5821	7185
90	2992,571	3545,2371	7185	460	5660,046	4589,4237	6949
100	3432,507	3731,578	6949	470	6030,839	4845,8766	6960
110	3937,332	3965,7379	6960	480	6355,436	5070,9773	7215
120	4406,176	4200,9146	7215	490	6615,475	5255,2994	7607
130	4794,798	4408,1747	7607	500	6807,529	5396,1007	7948
140	5091,51	4574,1925	7948	510	6597,637	5329,3841	8002
150	5301,582	4696,3299	8002	520	5692,708	4904,085	7651
160	5437,522	4777,8177	7651	530	5759,714	4947,0781	6588
170	5512,587	4823,8303	6588	540	5784,022	4962,4202	4978
180	5536,441	4838,6295	4978	550	5759,714	4947,0781	3192
190	5515,19	4825,1283	3192	560	5683,222	4899,3908	3058
200	5448,052	4783,0279	3058	570	5544,669	4814,9436	4118
210	5325,716	4708,1039	4118	580	5330,343	4688,2615	5212
220	5135,447	4595,1721	5212	590	5026,854	4515,5946	6026
230	4865,25	4440,7778	6026	600	4627,23	4298,7484	6522
240	4509,736	4246,7402	6522	610	4139,803	4049,8149	6870
250	4078,021	4024,1702	6870	620	3602,177	3796,1608	7257
260	3604,159	3796,9117	7257	630	3103,761	3583,3025	7725
270	3159,062	3601,7297	7725	640	2806,654	3469,6191	8248
280	2851,283	3480,2093	8248	650	2888,483	3505,5607	8773
290	2776,425	3458,3314	8773	660	3366,676	3704,0835	9251
300	2908,907	3520,6294	9251	670	4083,036	4029,7459	9653
310	3068,1	3596,4142	9653	680	4863,238	4417,3895	9965
320	2989,32	3562,928	9965	690	5580,9	4797,7568	10024
330	2386,055	3257,3801	10024	700	6150,03	5112,2618	9682
340	1285,13	2610,4337	9682	710	6513,597	5318,1379	9771
350	1823,863	1363,957	9771	720	6886,015	5513,4167	9801
360	5211,229	535,2053	9801				

На рисунке 19 приведено сравнение суммарной силы, действующую на шатунную шейку в полярных координатах. А на рисунке 20 приведено сравнение суммарных сил, действующих на 1-ю коренную шейку в полярных координатах.



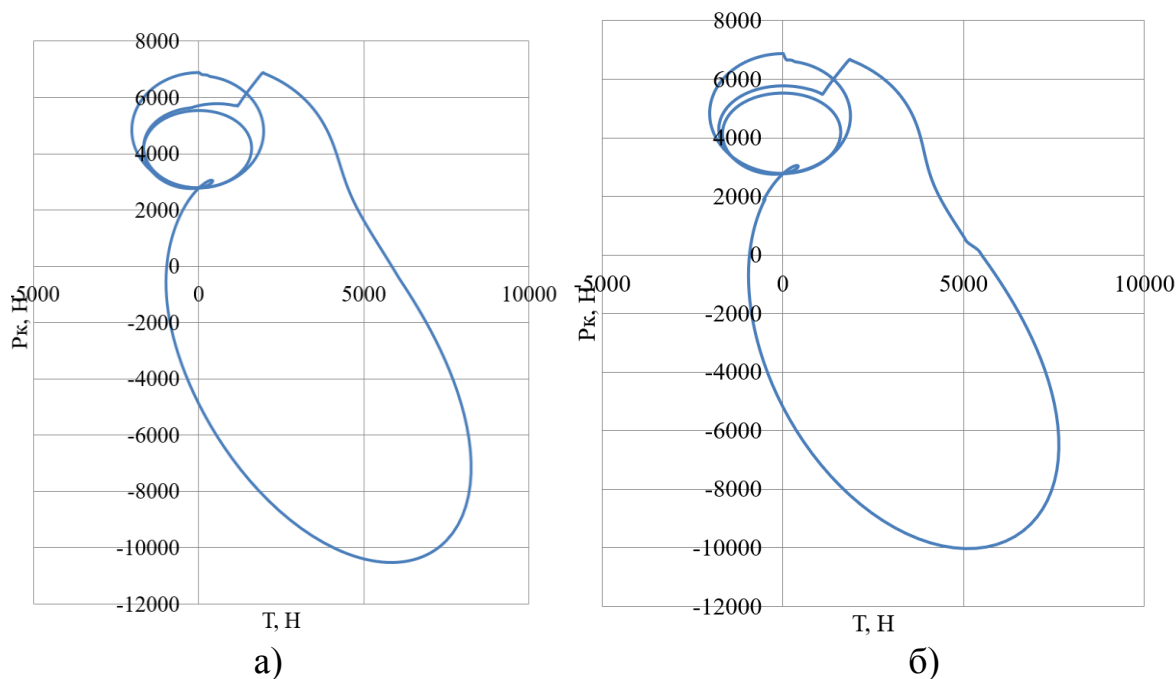


Рисунок 19 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку в полярных координатах: (а) бензиновый двигатель; (б) двигатель на КПГ

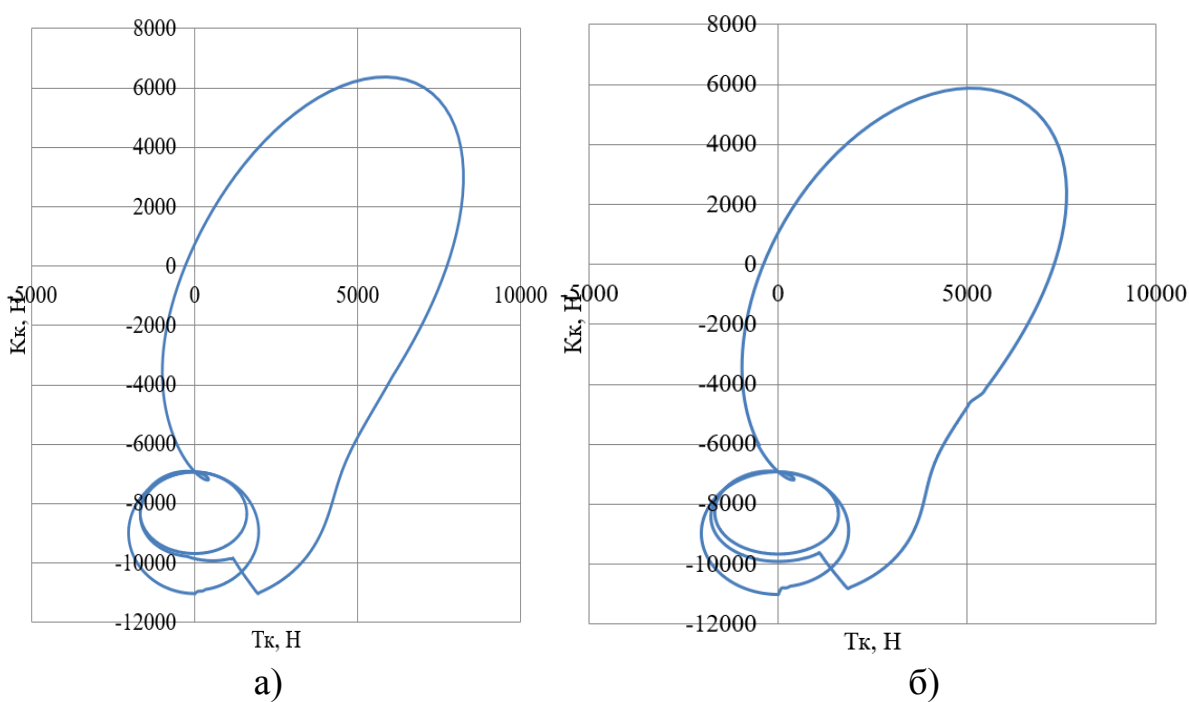


Рисунок 20 – Суммарные силы, действующие на 1-ю коренную шейку в полярных координатах: (а) бензиновый двигатель; (б) двигатель на КПГ

### Выводы по 3-му разделу

Переход на альтернативное топливо компримированный природный газ позволяет снизить нагрузки на кривошипно-шатунный механизм.

#### 4 Анализ токсичности отработавших газов при работе двухцилиндрового двигателя на сжатом природном газе и бензине

Анализ токсичности отработавших газов при работе на бензине и на сжатом природном газе проводился по модели, представленной на рисунке 21, выполненной с использованием ведущего на рынке программного обеспечения для моделирования двигателей WAVE Ricardo 17.1. Реализована прогнозирующая модель горения, использующая квазиразмерный процесс распространения пламени. Трехмерная модель формы камеры сгорания используется для расчета площади распространения пламени. Особое внимание при проверке модели уделялось давлению в цилиндре во время газообмена и сгорания для оценки производительности впускной и выпускной систем, а также прогнозирующей модели сгорания.

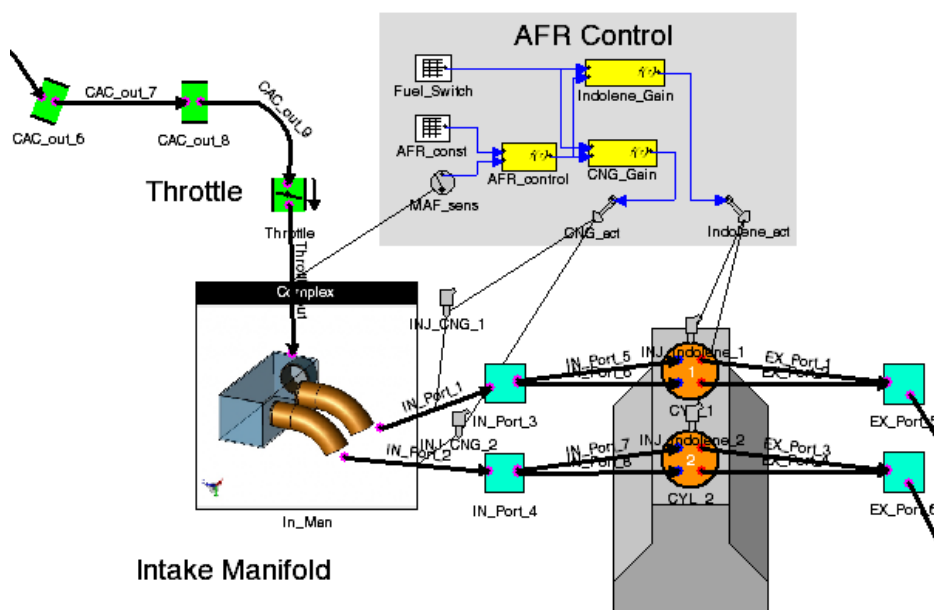


Рисунок 21 – Структура модели виртуального двухцилиндрового двигателя при работе на бензине и на сжатом природном газе

Также проведен расчет скоростных характеристики двухцилиндрового двигателя при работе на сжатом природном газе (таблица 13) и на бензине (таблица 14).

Таблица 13 – Скоростные характеристики двигателя при работе на компримированном природном газе

Скорость двигателя	rpm	6000	5500	5000	4500	3999
Массовый расход воздуха	kg/hr	36.1683	36.9944	36.8108	36.5503	40.6994
Обратный поток (закрытие)	%	13.6408	15.0809	17.824	13.1307	7.83477
Обратный поток (перекрытие)	%	0.00160347	0.000368139	0.000621037	0.000912425	0.000337963
Начало горения	deg	-6.04143	-6.04143	-5.04142	-4.04142	-3.04142
Максимальная скорость повышения давления	bar/deg	1.79788	2.011	2.07347	2.12849	2.36599
Массовый расход топлива	kg/hr	2.82353	2.84333	2.79805	2.73601	2.94163
GMEP	bar	14.9336	16.5674	17.9156	19.1781	19.6509
Скорость теплопередачи	W	3341.68	3451.38	3441.78	3383.37	3239.89
IMEP	bar	14.7473	16.4429	17.861	19.1899	19.6858
Перекрытие клапана	deg	63	65	67	71	81
Максимальное давление	bar	63.425	70.1695	73.6304	76.647	86.6325
PMEP	bar	-0.186272	-0.124545	-0.0545335	0.0117549	0.0349206
Объемный коэффициент наполнения	-	0.903879	0.931441	0.925896	0.965034	1.09214
Объемный коэффициент наполнения (только воздух)	-	0.903882	0.931443	0.925897	0.965034	1.09214
Остаточная газовая фракция	%	1.61415	1.23799	1.02407	0.643319	0.207457
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива	deg	13.3614	13.3616	13.3639	13.3634	13.3633
Продолжительность между от 0% до 2% сжигания массы топлива	deg	7.70124	7.70473	7.70358	7.70321	7.7044
Продолжительность между от 0% до 5% сжигания массы топлива	deg	10.5087	10.5108	10.5105	10.5115	10.5131
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива	deg	37.3669	37.3672	37.3663	37.3652	37.3655
Время сжигания 1% массы топлива	deg	0.0585317	0.0597335	1.05926	2.06081	3.0622
Продолжительность сжигания от 10% до 90% массы топлива	deg	24.0055	24.0056	24.0024	24.0019	24.0023
Время сжигания 10% массы топлива	deg	7.31998	7.32018	8.32243	9.32194	10.3218
Время сжигания 50% массы топлива	deg	19	19.0001	20	21	22
Время сжигания 90% массы топлива	deg	31.3255	31.3258	32.3249	33.3238	34.3241
Время сжигания 99% массы топлива	deg	32.7892	32.7555	33.9087	35.019	35.9438
Время максимального давления	deg	24.8965	24.8981	25.8502	26.8129	27.8327
Объемный КПД	-	1.15166	1.28505	1.40654	1.55176	1.94391

Таблица 14 – Скоростные характеристики двухцилиндрового двигателя при работе на бензине

Скорость двигателя	rpm	6000	5500	5000	4500	4000	3500	3000	2500	1999	1500	1000
Массовый расход воздуха	kg/hr	61.4589	55.5563	49.2566	43.479	38.1575	32.4224	27.7086	22.7617	17.9911	13.3132	8.66119
Обратный поток (закрытие)	%	3.31453	4.40637	5.71698	7.13912	8.35222	8.93944	9.27027	9.69185	10.239	11.2525	13.2364
Обратный поток (перекрытие)	%	0.0554041	0.00144224	0.139657	0.222121	0.0490024	0.210912	0.0839927	0.174618	0.189523	0.051967	0.0507692
Начало горения	deg	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466	-24.3466
Максимальная скорость повышения давления	bar/deg	2.46463	2.43022	2.37036	2.32146	2.28775	2.22097	2.21361	2.17587	2.14345	2.09635	2.00729
Массовый расход топлива	kg/hr	4.18099	3.77943	3.35099	2.958	2.59589	2.20581	1.88506	1.54855	1.22399	0.905726	0.589246
GMEP	bar	13.4115	13.2072	12.8439	12.5393	12.2955	11.8279	11.6284	11.2444	10.7794	10.1276	9.02151
Скорость теплопередачи	W	7873.08	7330.65	6753.46	6215.83	5725.46	5193.38	4757.97	4287.86	3803.7	3278.74	2642.71
IMEP	bar	13.0694	12.9628	12.6707	12.4152	12.2025	11.7584	11.5767	11.2085	10.7561	10.114	9.01561
Перекрытие клапана	deg	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75	75
Максимальное давление	bar	72.3516	71.2044	69.434	67.8687	66.6228	64.718	64.085	62.9273	61.7188	60.1208	57.3492
PMEP	bar	-0.516653	-0.378109	-0.269545	-0.190604	-0.1363	-0.0933325	-0.0632371	-0.0397892	-	-0.0135325	-
										0.0238892		0.00589825
Объемный коэффициент наполнения	-	0.989509	0.976265	0.952353	0.934831	0.923484	0.897211	0.896264	0.885138	0.875832	0.865649	0.846717
Объемный коэффициент наполнения (только воздух)	-	0.96981	0.956867	0.933463	0.916258	0.905067	0.879296	0.878353	0.867465	0.858398	0.848447	0.829832
Остаточная газовая фракция	%	2.6296	2.74755	3.12261	3.13882	2.91986	3.50881	3.24649	3.51324	3.70192	3.83262	4.1458
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива	deg	17.2593	17.2593	17.2593	17.2593	17.2593	17.2593	17.2609	17.2591	17.2591	17.2631	17.2621
Продолжительность между от 0% до 2% сжигания массы топлива	deg	9.93125	9.93125	9.93125	9.93125	9.93125	9.93125	9.94603	9.94106	9.94763	9.95258	9.95282
Продолжительность между от 0% до 5% сжигания массы топлива	deg	13.5687	13.5687	13.5687	13.5687	13.5687	13.5687	13.574	13.5781	13.5737	13.5764	13.5786
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива	deg	48.269	48.269	48.269	48.269	48.269	48.269	48.267	48.2693	48.2685	48.2653	48.2666
Время сжигания 1% массы топлива	deg	-16.49	-16.49	-16.49	-16.49	-16.49	-16.49	-16.4837	-16.4744	-16.4713	-16.4616	-16.4619
Продолжительность сжигания от 10% до 90% массы топлива	deg	31.0097	31.0097	31.0097	31.0097	31.0097	31.0097	31.006	31.0101	31.0094	31.0022	31.0045
Время сжигания 10% массы топлива	deg	-7.08725	-7.08725	-7.08725	-7.08725	-7.08725	-7.08725	-7.08564	-7.08746	-7.08744	-7.08349	-7.08446
Время сжигания 50% массы топлива	deg	8.00074	8.00074	8.00074	8.00074	8.00074	8.00074	8.00095	8.00094	8.0008	8.00079	8.00077
Время сжигания 90% массы топлива	deg	23.9224	23.9224	23.9224	23.9224	23.9224	23.9224	23.9204	23.9227	23.9219	23.9187	23.9201
Время сжигания 99% массы топлива	deg	29.7858	30.7645	29.7858	29.7858	29.7858	30.7607	30.9256	30.8313	29.9956	30.2014	30.1897
Время максимального давления	deg	12.826	12.8112	12.7763	12.7451	12.7259	12.6272	12.5672	12.516	12.4432	12.1309	11.7597
Объемный КПД	-	0.978757	0.965187	0.941317	0.923227	0.911509	0.885153	0.88254	0.869975	0.859543	0.848069	0.827597

На рисунке 22 представлено среднее индикаторное давление двухцилиндрового двигателя при работе на КПГ и на бензине.

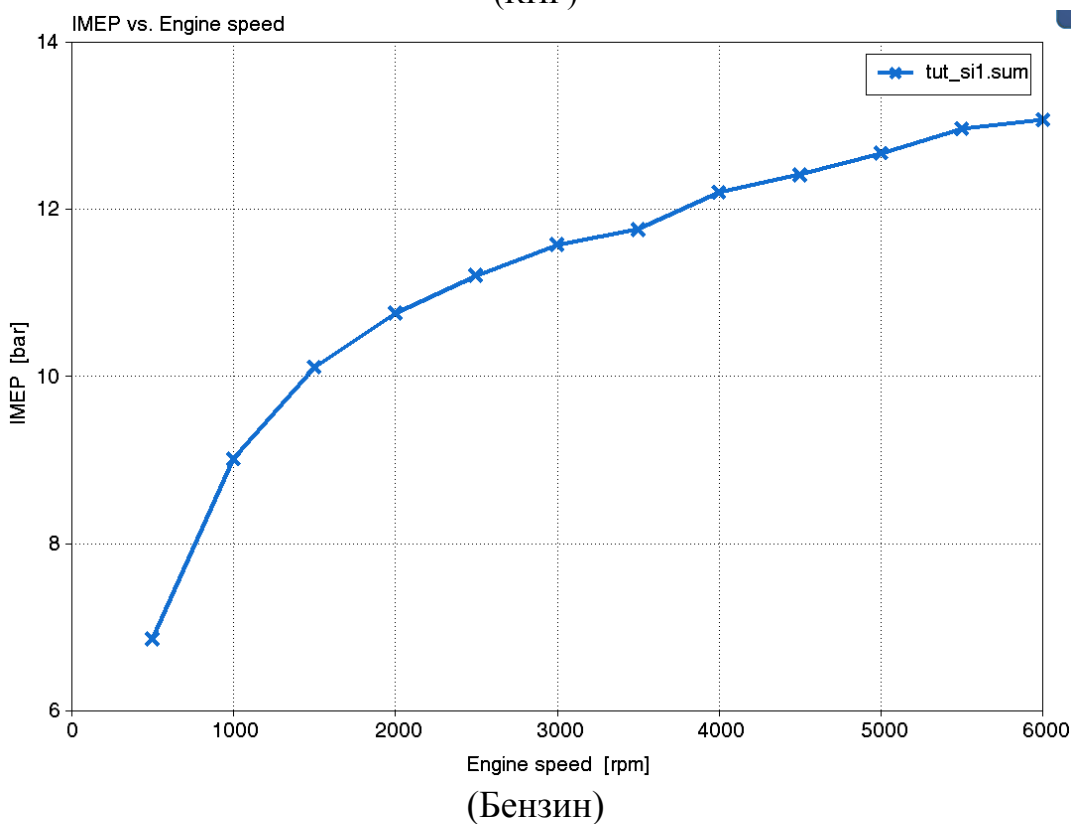
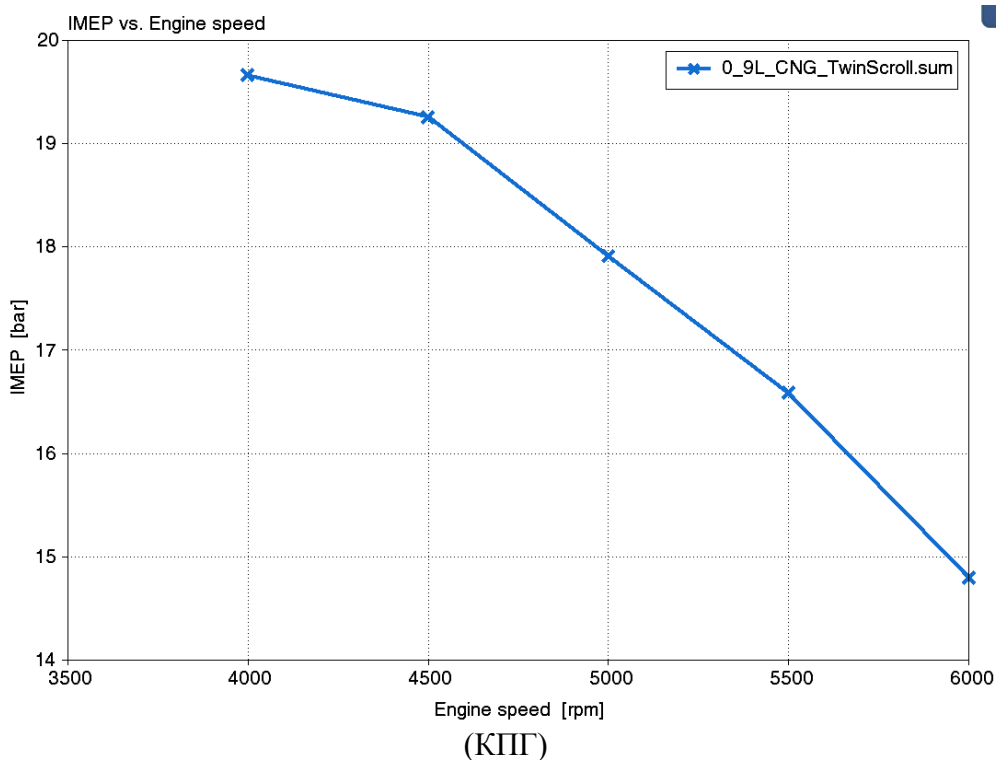
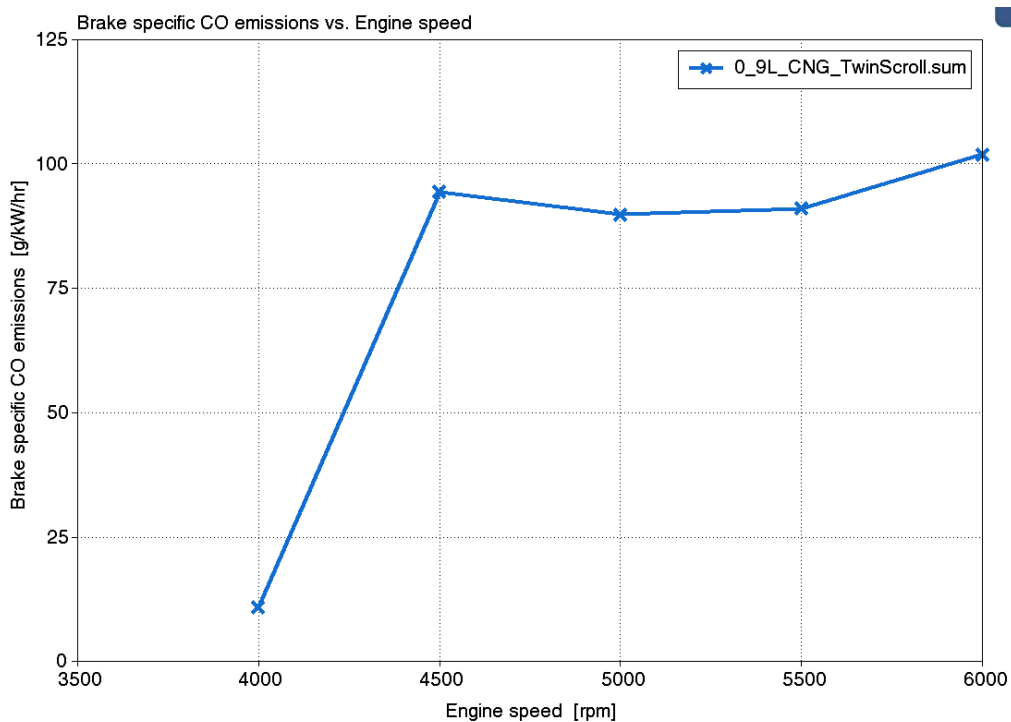
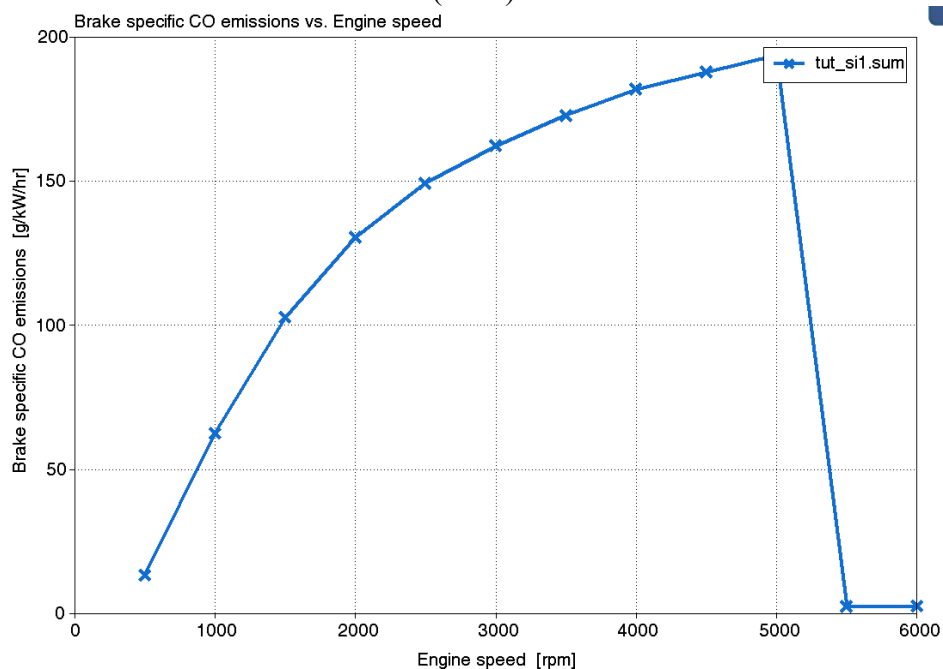


Рисунок 22 – Среднее индикаторное давление двухцилиндрового двигателя при работе на КПГ и на бензине.

На рисунке 23 представлена зависимость удельных выбросов по CO в г/кВт ч от частоты вращения двухцилиндрового двигателя при работе на КПГ и на бензине.



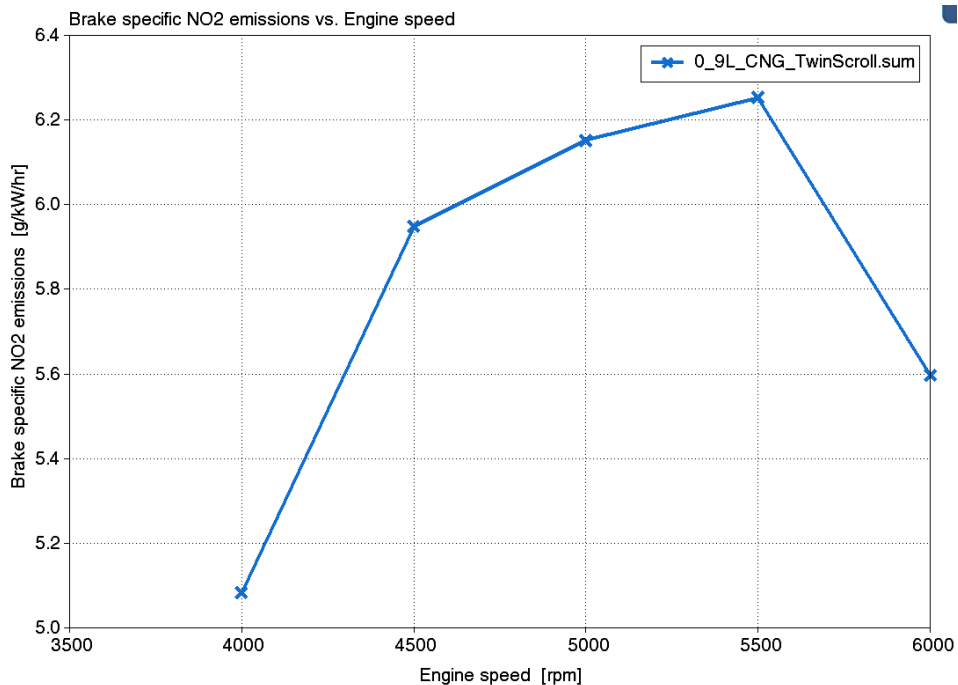
(КПГ)



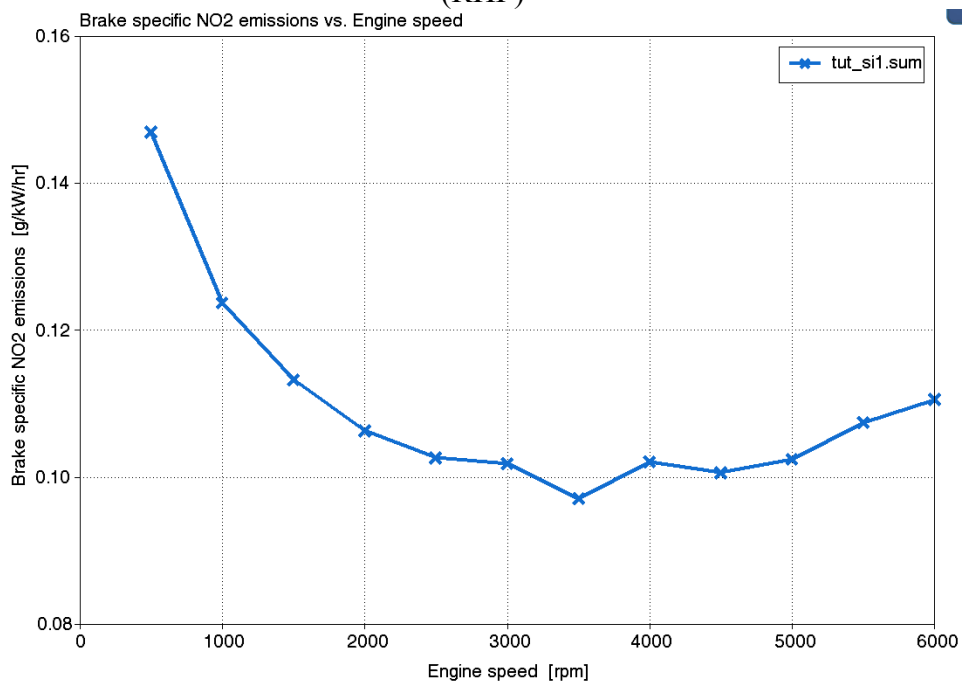
(Бензин)

Рисунок 23 – Зависимость удельных выбросов по CO в г/кВт ч от частоты вращения двухцилиндрового двигателя при работе на КПГ и на бензине.

На рисунке 24 представлена зависимость удельных выбросов по  $\text{NO}_2$  в  $\text{г/кВт ч}$  от частоты вращения двухцилиндрового двигателя при работе на КПГ и на бензине.



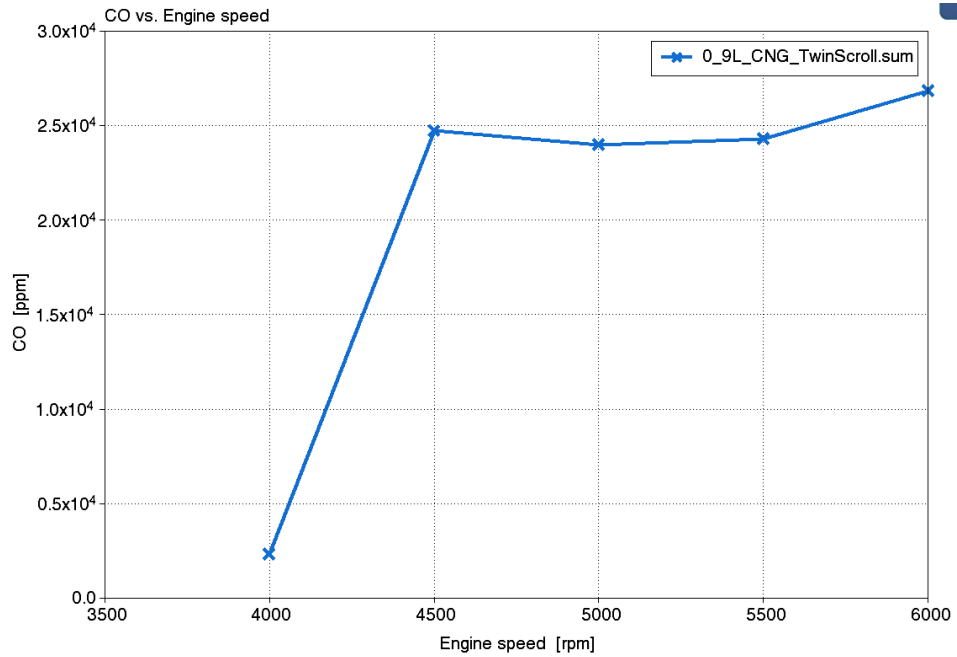
(КПГ)



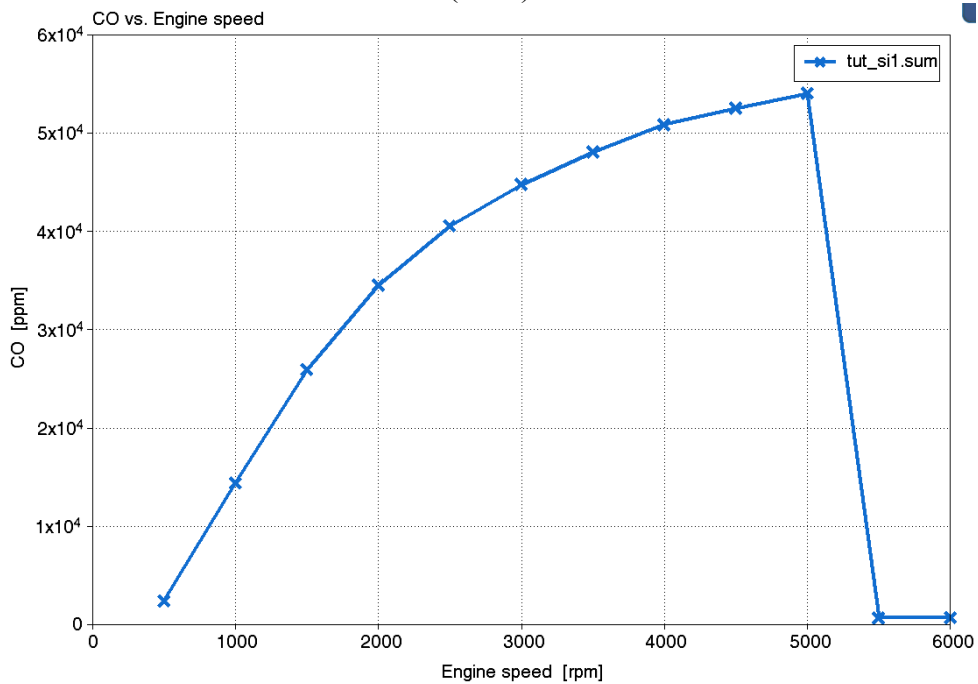
(Бензин)

Рисунок 24 – Зависимость удельных выбросов по  $\text{NO}_2$  в  $\text{г/кВт ч}$  от частоты вращения двухцилиндрового двигателя при работе на КПГ и на бензине.

На рисунке 25 представлена зависимость концентрации CO в мил<sup>-1</sup> (ppm) от частоты вращения двухцилиндрового двигателя при работе на КПГ и на бензине.



(КПГ)

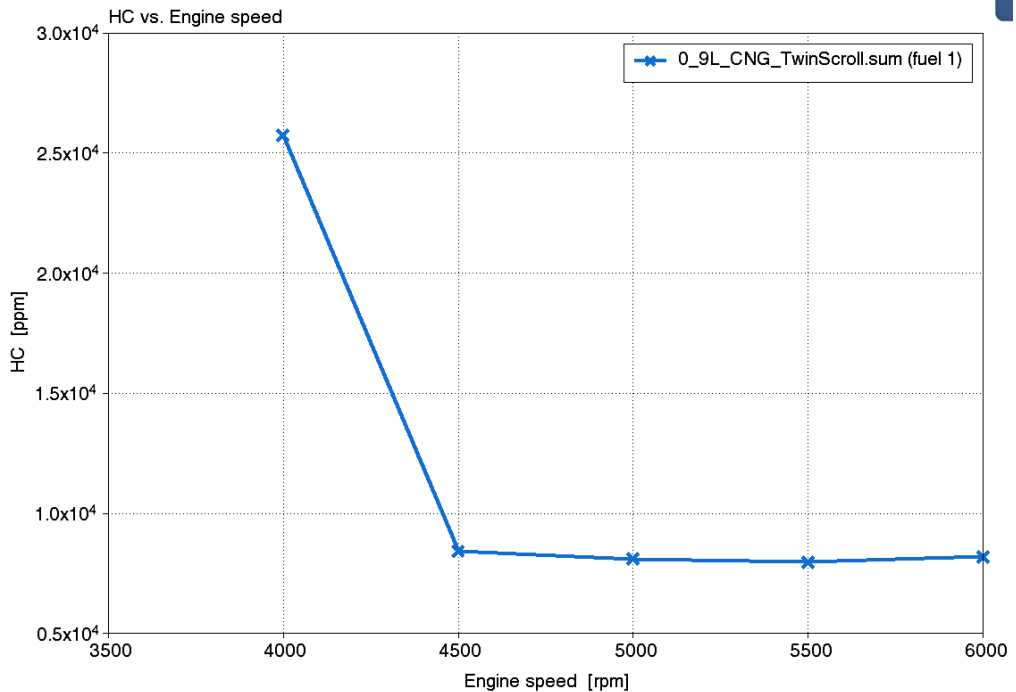


(Бензин)

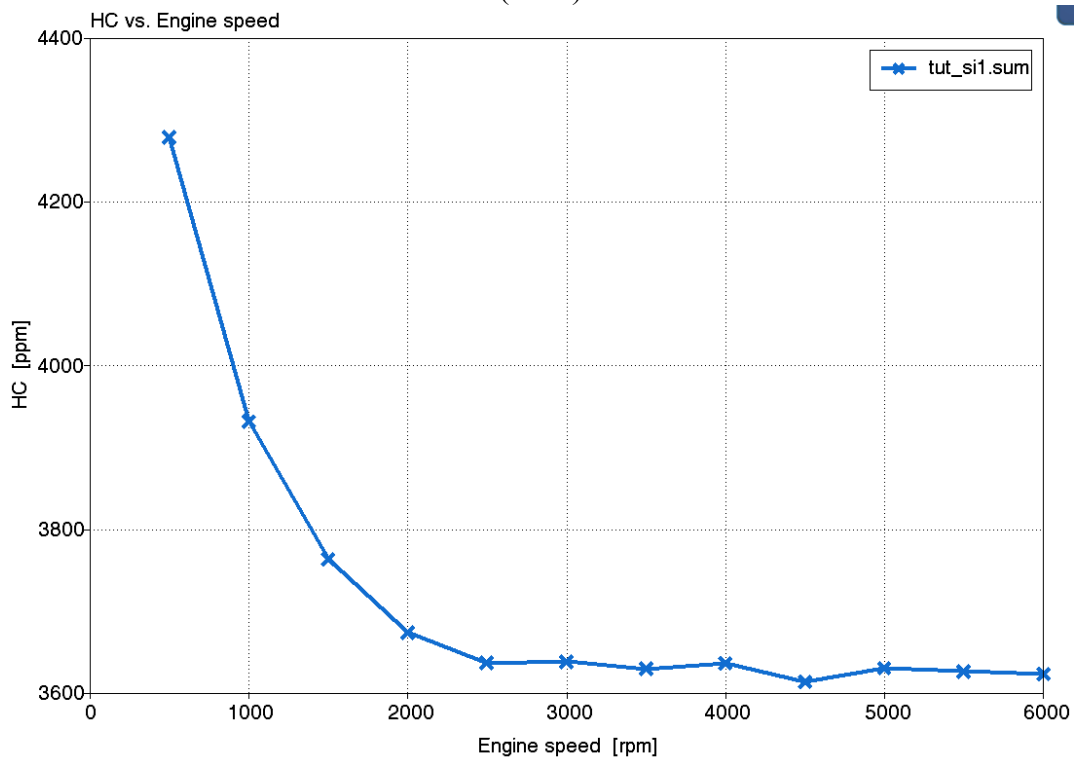
Рисунок 25 – Зависимость концентрации CO в мил<sup>-1</sup> (ppm) от частоты вращения двухцилиндрового двигателя при работе на КПГ и на бензине.



На рисунке 26 представлена зависимость концентрации СН в мил<sup>-1</sup> (ppm) от частоты вращения двухцилиндрового двигателя при работе на КПГ и на бензине.



(КПГ)



(Бензин)

Рисунок 26 – Зависимость концентрации СН в мил<sup>-1</sup> (ppm) от частоты вращения двухцилиндрового двигателя при работе на КПГ и на бензине.

На рисунке 27 представлена зависимость концентрации NO в мил<sup>-1</sup> (ppm) от частоты вращения двухцилиндрового двигателя при работе на КПГ и на бензине.

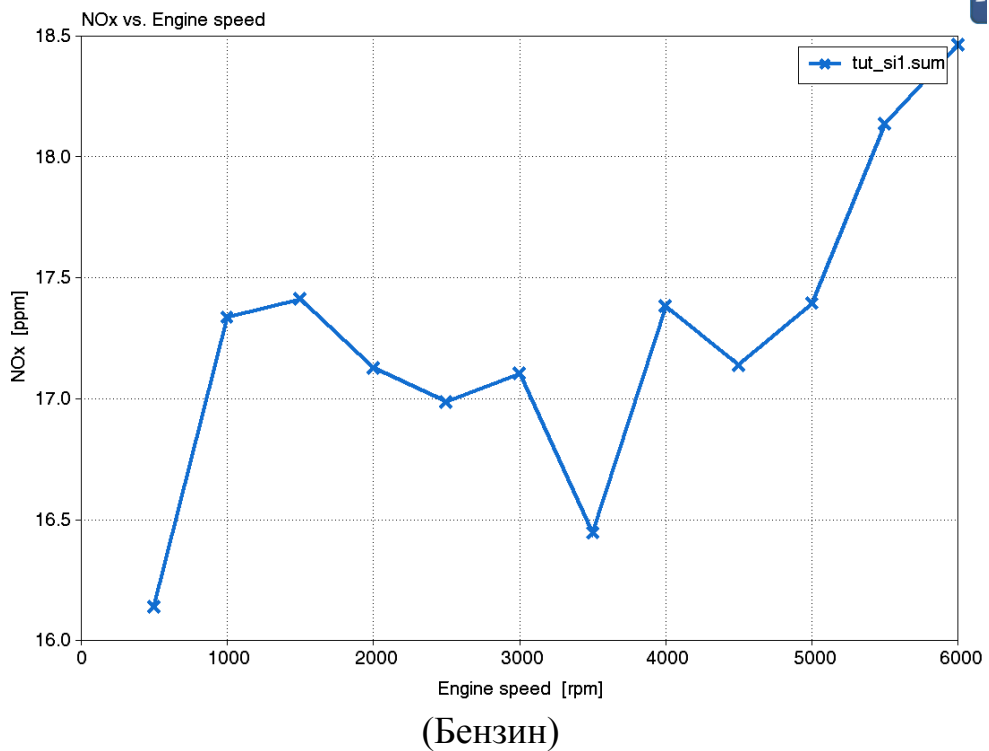
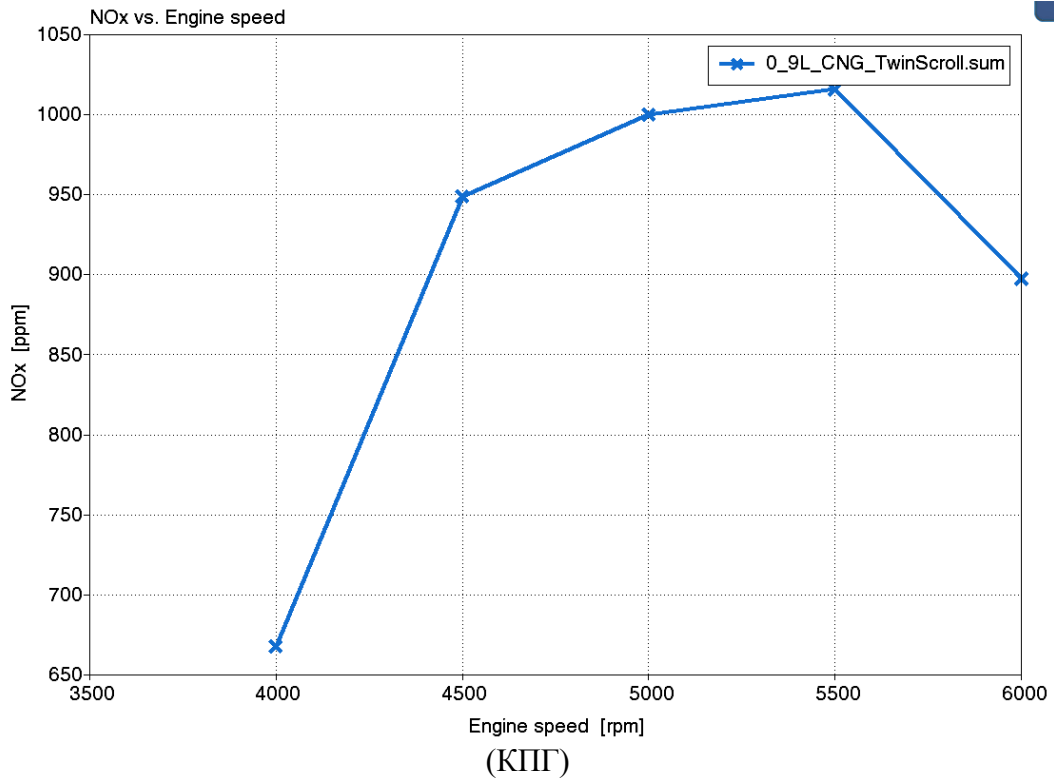
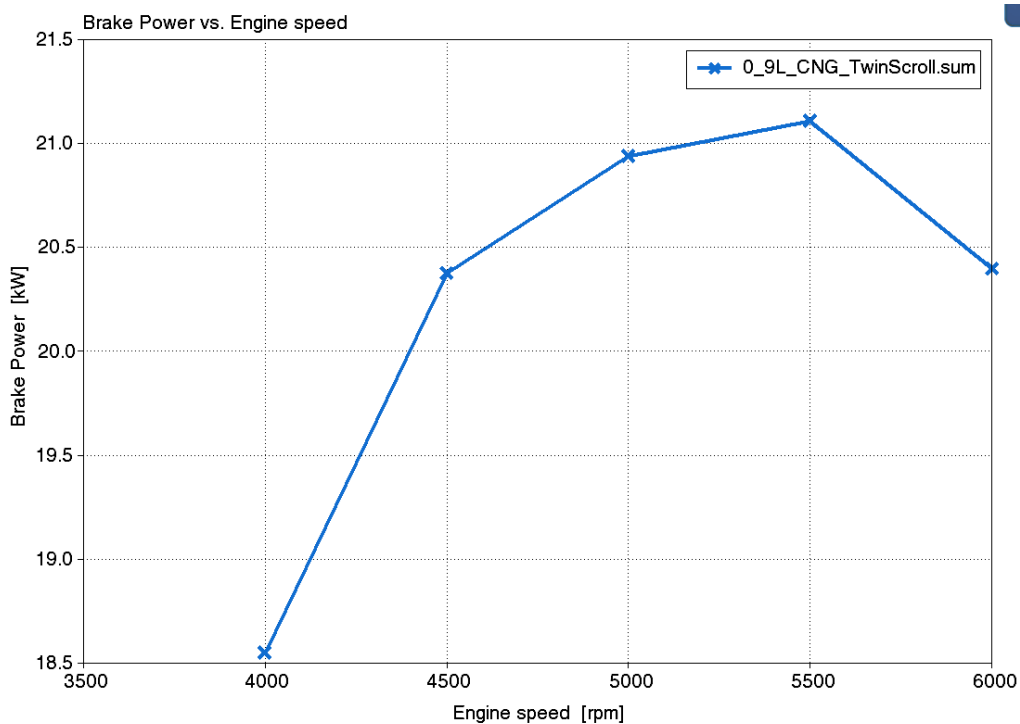
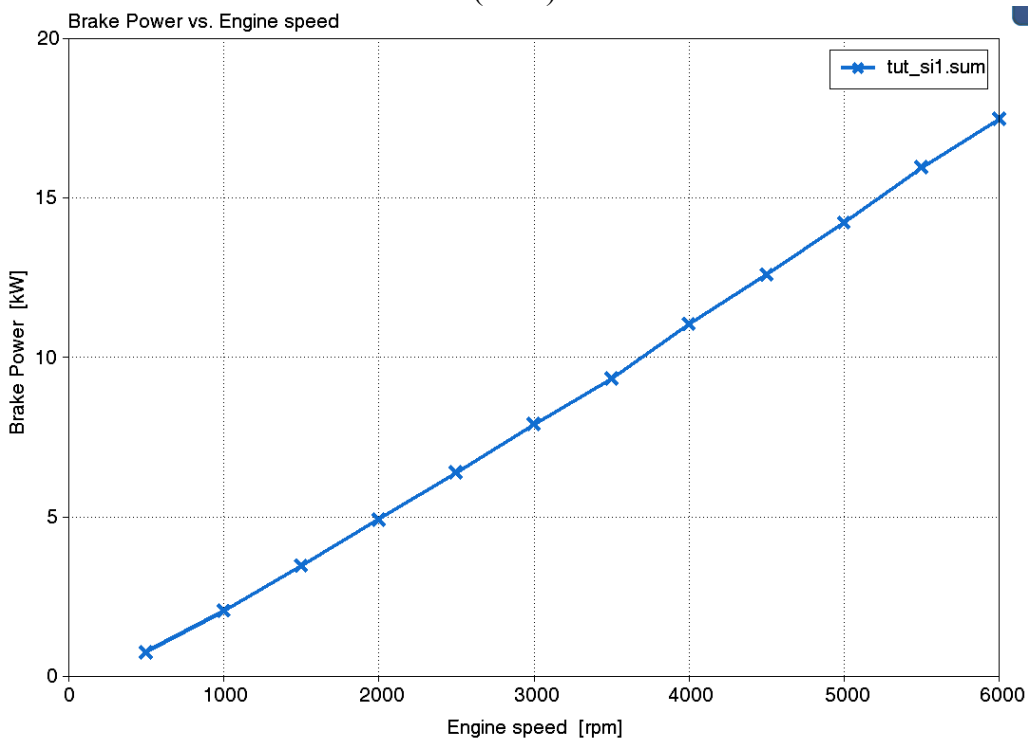


Рисунок 27 – Зависимость концентрации NO в мил<sup>-1</sup> (ppm) от частоты вращения двухцилиндрового двигателя при работе на КПГ и на бензине.

На рисунке 28 представлена эффективная мощность в кВт двухцилиндрового двигателя при работе на КПГ и на бензине.



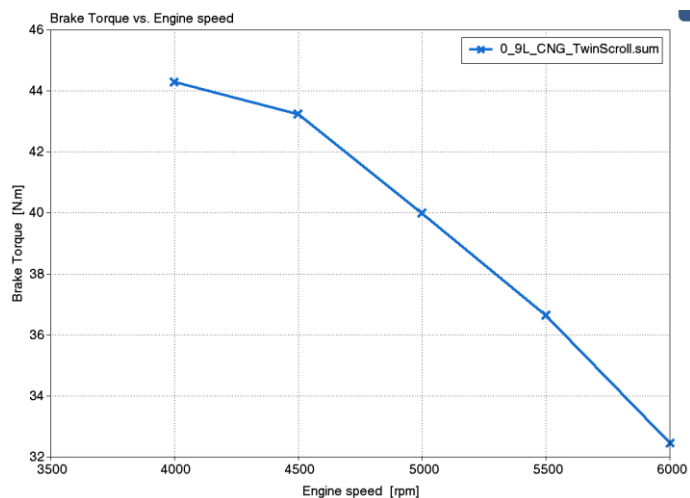
(КПГ)



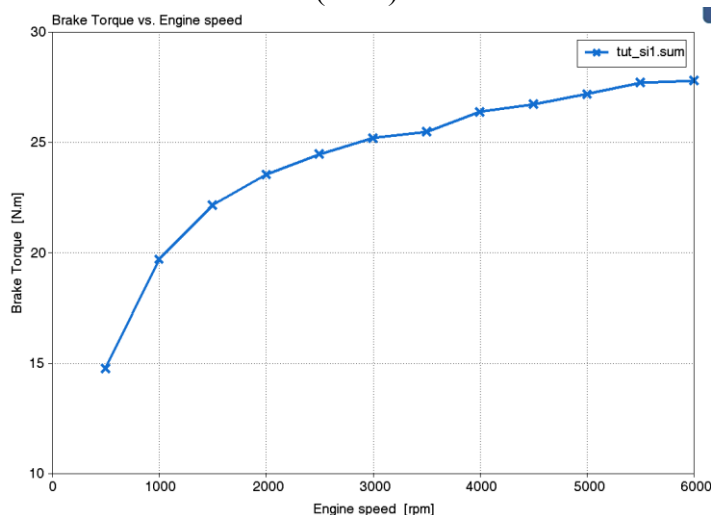
(Бензин)

Рисунок 28 – Средняя эффективная мощность в кВт двухцилиндрового двигателя при работе на КПГ и на бензине.

На рисунке 29 представлен средний эффективный крутящий момент двигателя в (Н м) двухцилиндрового двигателя при работе на КПГ и на бензине.



(КПГ)



(Бензин)

Рисунок 29 – Средний эффективный крутящий момент двигателя в (Н м) двухцилиндрового двигателя при работе на КПГ и на бензине.

### Выводы по 4-му разделу

В ходе стационарного моделирования была получена полная скоростная характеристика двигателя при работе на КПГ и на бензине.

Представленные результаты наглядно показывают, что применение компримированного природном газе позволяет снизить токсичность двигателя примерно на 40% по сравнению с двигателем на бензине, особенно это заметно по продуктам неполного сгорания.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В бакалаврской работе проведен анализ влияния на рабочий процесс двухцилиндрового малолитражного ДВС перехода с бензина на сжатый природный газ. Получены основные выводы по работе:

1. Применение природного газа осложнено падением мощности из-за вытеснения части топлива при подаче газа во впускной коллектор, что привело к существенному снижению мощности около 15%.
2. В ходе стационарного моделирования в программном пакете WAVE Ricardo 17.1 была проведена оценка токсичности отработавших газов при работе на КПГ и на бензине, показано, что работа на КПГ существенно снижает токсичность по продуктам неполного сгорания.

Выводы по первому разделу

Обзор научных работ показал, что наиболее перспективными являются параллельные и комбинированные схемы приводов в гибридных автомобилях, так как наиболее простая схема с последовательной передачей энергии от двигателя внутреннего сгорания на генератор, а потом непосредственно на привод колес через электродвигатели, ограничена в своей реализации мощностью и габаритами таких электродвигателей. Что приводит нас к эффективной возможности использования таких транспортных средств только в условиях малых скоростей и низких ускорений. Для полноценной замены двигателя внутреннего сгорания на гибридную схему с сохранением всех динамических характеристик необходимо учитывать возможность непосредственной передачи крутящего момента от двигателя на трансмиссию.

Выводы по 2-му разделу

Проведенные расчеты показали снижение мощностных показателей примерно на 10% при переходе на газовое топливо, при этом эффективный коэффициент полезного действия увеличился на 5%. Это говорит об экономической целесообразности применения природного газа в

малолитражных двигателях с искровым зажиганием. Единственная проблема — это необходимость приобретения достаточно дорогого газобаллонного оборудования, которое по сравнению с низкой стоимостью простого и дешевого двигателя вносит существенный вклад в его себестоимость.

Выводы по 3-му разделу

Переход на альтернативное топливо компримированный природный газ позволяет снизить нагрузки на кривошипно-шатунный механизм.

Выводы по 4-му разделу

В ходе стационарного моделирования была получена полная скоростная характеристика двигателя при работе на КПГ и на бензине.

Представленные результаты наглядно показывают, что применение компримированного природного газа позволяет снизить токсичность двигателя примерно на 40% по сравнению с двигателем на бензине, особенно это заметно по продуктам неполного сгорания.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Adnan N Ahmed, Zuhair H Obeid and Alauldinn H Jasim Experimental investigation for optimum compression ratio of single cylinder spark ignition engine / IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 454 (2018) 012003
2. Antriebskonzepte für heute und morgen. Motorentechnische Zeitschrift MTZ, 09:630–631, 2013.
3. Helmut Eichlseder and Andreas Wimmer. Potential of IC-engines as minimum emission propulsion system. Atmospheric Environment, 37:5227–5236, 2003.
4. Lutz Eckstein, Rene Göbbels, and Roland Wohlecker. Benchmarking of the Electric Vehicle Mitsubishi i-MiEV. ATZ worldwide, 12:48–53, 2011.
5. R.A.B. Semin. A Technical Review of Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel for Internal Combustion Engines. Am. J. Engg. & Applied Sci, 1:302–311, 2008.
6. Wolfgang Warnecke, John Karanikas, Bruce Levell, Carl Mesters, Jörg Adolf, Jens Schreckenberger Max Kofod, and Karsten Wildbrand. Natural Gas - A bridging technology for future mobility? In 34. Internationales Wiener Motorensymposium, 25 - 26, April, 2013.
7. David Serrano and Bertrand Lecointe. Exploring the Potential of Dual Fuel Diesel-CNG Combustion for Passenger Car Engine. In Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Beijing, China, 27-30 November 2012.
8. Tobias Ott, Florian Zurbriggen, Christopher Onder, and Lino Guzzella. Cycle-averaged efficiency of hybrid electric vehicles. Institution of Mechanical Engineering Part D, Journal of Automobile Engineering, 227:78–86, 2012.
9. Tobias Ott, Christopher Onder, and Lino Guzzella. Hybrid-Electric Vehicle with Natural Gas-Diesel Engine. Energies, 6:3571–3592, 2013.

10. Norman Brinkman, Michael Wang, Trudy Weber, and Thomas Darlington. Well-to-Wheels Analysis of Advanced Fuel/Vehicle Systems - A North American Study of Energy Use, Greenhouse Gas Emissions, and Criteria Pollutant Emissions, 2005.
11. T. Ishiyama, J. Kang, Y. Ozawa, and T. Sako. Improvement of Performance and Reduction of Exhaust Emissions by Pilot-Fuel-Injection Control in a Lean-Burning Natural-Gas Dual-Fuel Engine. SAE International Journal of Fuels and Lubricants, 5:243–253, 2012.
12. Thorsten Schmidt, Christian Weiskirch, Stefan Lieske, and Holger Manz. Modern industrial engines emission calibration and engine management. ATZ off highway, 9:24–35, 2010.
13. Bernhard Schneeweiss and Philipp Teiner. Hardware-in-the-Loop-Simulation am Motorenprüfstand für realitätsnahe Emissions- und Verbrauchsanalysen. Automobiltechnische Zeitschrift ATZ, 5:76–79, 2010.
14. Gerhard Henning, Tobias Goßdecke, and Angsar Damm. Neue Getriebe für die neuen Kompakten. ATZ, 9:70–73, 2012.
15. Chasse and A. Sciarretta. Supervisory control of hybrid powertrains: An experimental benchmark of offline optimization and online energy management. Control Engineering Practice, 19:1253–1265, 2011.
16. Heffel, J. W. (2003). "NOx emission and performance data for a hydrogen fueled internal combustion engine at 1500 rpm using exhaust gas recirculation." International Journal of Hydrogen Energy, 28(8), pp. 901-908.
17. Lipman, T., and Hwang, R. (2003). "Hybrid electric and fuel cell vehicle technological innovation: hybrid and zero-emission vehicle technology links." Proceedings of the 2003 20th International Electric Vehicle Symposium and Exposition, Long Beach, CA.
18. Burke, A. (2005). "Hybrid vehicles: design approaches, component options, and potential fuel economy improvements." Institute of Transportation Studies, University of California at Davis.



19. Atwood, P., Gurski, S., Nelson, D. (2001). "Degree of hybridization modeling of a fuel cell hybrid electric sport utility vehicle." SAE Paper 2001-01-0236.
20. Miller, J. (2006). "Hybrid Electric Vehicle Propulsion System Architectures of the e-CVT Type." IEEE Transactions on Power Electronics, 21(3), pp. 756-767.
21. Service, R. F. (2004). "The hydrogen backlash." Science, 305(5686), Aug 13, pp. 958-961.
22. Romm, J. J. (2004). The Hype About Hydrogen: Fact and Fiction in the Race to Save the Climate, Island Press, Washington, D.C.
23. Zhang, Y., Lin, H., Zhang, B., and Mi, C. (2006). "Performance Modeling and Optimization of a Novel Multi-mode Hybrid Powertrain." Journal of Mechanical Design, 128, pp. 79-89.
24. Adamchak F., Adede A., 2013. LNG as a marine fuel, 17th International conference and exhibition on Liquefied Natural Gas (LNG 17), Houston
25. Adom F., Dunn J.B., Elgowainy A., Han J., Wang M., Chang R., Perez H., Sellers J., Billings R., 2013. Life Cycle Analysis of Conventional and Alternative Marine Fuels in GREET.
26. Agostini A., Giuntoli J., Boulamanti A., 2013. Carbon accounting of forest bioenergy - Conclusions and recommendations from a critical literature review. JRC Technical reports, EUR 25354 EN, ISBN 978-92-79-25100-9.
27. Anselmo A., Sullivan J., 2015. DME: The Best Fuel, Period. Dimethyl Ether: The Future of Electricity, Heat and Transportation. ChemBioPower Ltd. Available at: [www.chembiopower.com/s/CBP-WhitePaper-v5.pdf](http://www.chembiopower.com/s/CBP-WhitePaper-v5.pdf)
28. Bell Performance, 2013. Fuel Storage and Diesel Generator Problems: Fuel Microbes, Available at: <http://www.bellperformance.com/bell-performs-blog/diesel-generator-problems-fuel-microbes>
29. Bengtsson S., Andersson K., Fridell E., 2011. A comparative life cycle assessment of marine fuels; liquefied natural gas and three other fossil fuels.

- Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment. 225, pp. 97–110
30. Corvus, 2015. Corvus Energy Announces Investment from Statoil Technology Invest.
  31. Cowie A., Berndes G., Smith T., 2013. On the timing of greenhouse gas mitigation benefits of forest-based bioenergy, IEA Bioenergy; ExCo 2013:04
  32. Deniz C., Kilic A., Civkaroglu G., 2010. Estimation of shipping emissions in Candarli Gulf, Turkey. Environmental Monitoring and Assessment. Vol.171, pp.219–228.
  33. DNV GL, 2014. Alternative fuels for shipping. DNV GL Strategic Research & Innovation Position Paper 1-2014.
  34. Florentinus A., Hamelinck C., van den Bos A., Winkel R., Cuijpers M., 2012. Potential of biofuels for shipping - Final Report. Prepared by Ecofys for European Maritime Safety Agency (EMSA).
  35. Landalv I., Gebart R., Marke B., Granberg F., Furusjo E., Lownertz P., Öhrman O.G.W., Sørensen E. L., Salomonsson P., 2014. Two years experience of the BioDME project – a complete wood to wheel concept. Environmental Progress and Sustainable Energy. Vol.33, pp. 744–750.
  36. Lin C.Y., 2013. Effects of biodiesel blend on marine fuel characteristics for marine vessels. Energies. Vol.6, pp.4945–4955
  37. O’Dowd C., 2012. Aerosol in Global Atmosphere. In Encyclopedia of Sustainability Science and Technology, Robert A. Meyers (Ed). pp 111-148. Springer New York
  38. Petzold A., Lauer P., Fritsche U., Hasselbach J., Lichtenstern M., Schlager H., Fleischer F., 2011. Operation of marine diesel engines on biogenic fuels: modification of emissions and resulting climate effects. Environmental Science and Technology. Vol. 45, pp.10394– 10400.
  39. Sherrard A., 2015. Poly-gen flash pyrolysis praised for rapid roll-out. Bioenergy International 78(2). Pp 18-19

40. Thomson H., Corbett J. J., Winebrake J.J., 2015. Natural gas as a marine fuel. *Energy Policy* 87 pp 153–167
41. K. Ahn, A.G. Stefanopoulou and M. Jankovic, “Estimation of Ethanol Content in Flex-Fuel Vehicles Using an Exhaust Gas Oxygen Sensor: Model, Tuning and Sensitivity,” In proceedings of ASME 2008 Dynamic Systems and Control Conference, October, 2008, Ann Arbor, MI, USA.
42. Jiang, S., and Nutter, D., “Implementation of Model-Based Calibration for a Gasoline Engine”, SAE 2012-01-0722, 2012
43. Guerrier, M. and Cawsey, P., “The Development of Model Based Methodologies for Gasoline IC Engine Calibration,” SAE Technical Paper 2004-01-1466, 2004
44. Vibe, I.I., "Semi-empirical expression for combustion rate in engines", Proceedings of Conference on piston engines, USSR Academy of sciences, Moscow, pp. 186-191, 1956.
45. Wiebe I.I., "Brennverlauf und Kreisprozeb von Ver-brennungsmotoren". In VEB- Verlag Technik, Berlin, 1970.
46. Lindström, F., Ångström, H., Kalghatgi, G., and Möller, C., "An Empirical SI Combustion Model Using Laminar Burning Velocity Correlations," SAE Technical Paper, 2005-01-2106, 2005
47. Longwic, R., "Modelling the Combustion Process in the Diesel Engine with the Use of Neural Networks," SAE Technical Paper 2008-01-2446, 2008, doi:10.4271/2008- 01-2446.
48. Maass, B., Deng, J., and Stobart, R., "In-Cylinder Pressure Modelling with Artificial Neural Networks," SAE Technical Paper 2011-01-1417, 2011, doi:10.4271/2011-01-1417.
49. Cavina N. and Suglia R., “Spark Advance Control based on a Grey Box Model of the Combustion Process”, SAE 2005-01-3760, 2005
50. Heywood J. B., “Internal Combustion Engines Fundamentals”, McGraw and Hill, 1988

51. Boiarciuc A. and Floch A., "Evaluation of a 0D Phenomenological SI Combustion Model", SAE 2011-01-1894, 2011
52. Prucka R., "An Experimental Characterization of a High Degree of Freedom Spark- Ignition Engine to Achieve Optimized Ignition Timing Control", Dissertation for the degree of Doctor of Philosophy, 2008
53. Schmid, A., Grill, M., Berner, H., Bargende, M. et al., "Development of a Quasi- Dimensional Combustion Model for Stratified SI-Engines," SAE Int. J. Engines 2(2):48-57, 2010
54. Rakopoulos, C., Michos, C., and Giakoumis, E., "Thermodynamic Analysis of SI Engine Operation on Variable Composition Biogas-Hydrogen Blends Using a Quasi- Dimensional, Multi-Zone Combustion Model," SAE Int. J. Engines 2(1):880-910, 2009
55. Tan, Z. and Reitz, R., "Modeling Ignition and Combustion in Spark-ignition Engines Using a Level Set Method," SAE Technical Paper 2003-01-0722, 2003.
56. Конструирование двигателей внутреннего сгорания : учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности "Двигатели внутреннего сгорания" направления подготовки "Энергомашиностроение" / Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков ; под ред. Н. Д. Чайнова. - 3-е изд. - Москва : Машиностроение, 2023. - 495 с.
57. Автомобиль. Устройство. Автомобильные двигатели : учебное пособие / А. В. Костенко, А. В. Петров, Е. А. Степанова [и др.]. - Изд. 3-е, стер. - Санкт-Петербург : Лань, 2023. - 436 с.
58. Петров, А. И. Техническая термодинамика и теплопередача : учебник / А. И. Петров. - Изд. 2-е, стер. - Санкт-Петербург : Лань, 2023. - 428 с.
59. Баширов, Р. М. Автотракторные двигатели : конструкция, основы теории и расчета : учебник / Р. М. Баширов. - Изд. 4-е, стер. - Санкт-Петербург : Лань, 2022. - 336 с.

60. Вальехо М. П. Расчет кинематики и динамики рядных поршневых двигателей : учебное пособие / М. П. Вальехо, Н. Д. Чайнов. - Москва : ИНФРА-М, 2022. - 259 с.
61. Суркин, В. И. Основы теории и расчёта автотракторных двигателей : курс лекций : учеб. пособие / В. И. Суркин. - Изд. 2-е, перераб. и доп. - Санкт-Петербург : Лань, 2022. - 304 с.
62. Крюков, К. С. Теория и конструкция силовых установок : учеб. пособие / К. С. Крюков. - Москва : ИНФРА-М, 2021. - 211 с.
63. Курасов, В. С. Теория двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / В. С. Курасов, В. В. Драгуленко. - Москва : ИНФРА-М, 2021. - 86 с.
64. Гоц А. Н. Динамика двигателей : курсовое проектирование : учеб. пособие / А. Н. Гоц. - 3-е изд., испр. и доп. - Москва : ИНФРА-М, 2020. - 175 с.
65. Вибе, И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя [Текст] / И.И. Вибе// М. Машиностроение, 1971. - с.282