

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 Повышение эффективных показателей дизельных генераторных установок

Студент

К.Р. Кокулов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

к.т.н., доцент, Д.А. Павлов

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

Тольятти 2023

АННОТАЦИЯ

Выпускная квалификационная работа посвящена вопросу повышению эффективных показателей дизельных генераторных установок.

Целью бакалаврского проекта является повышение эффективных показателей дизельных генераторных установок за счет перехода на газодизельный альтернативный цикл.

Поэтому в данном бакалаврской работе представлены результаты проектирования четырехцилиндровой дизельной генераторной установки, адаптированной для работы по газодизельному альтернативному циклу, в котором сжатый природный газ подается во впускной коллектор, а запальная часть дизельного топлива подается непосредственно перед началом процесса сгорания. Бакалаврская работа состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка состоит из аннотации, введения, 4 разделов, заключения с основными результатами и выводами, содержит 25 рисунков, 17 таблиц, списка использованных источников (65 источник). Основной текст изложен на 62 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 Работа дизельного двигателя на альтернативных топливах | 5 |
| 1.1 Альтернативные топлива для дизельных двигателей | 6 |
| 1.2 Биодизель | 7 |
| 1.3 Двойное топливо на природном газе и дизельном топливе | 11 |
| 1.4 Влияние природного газа на двигатель CI | 15 |
| 2 Тепловой расчет проектируемого двигателя | 19 |
| 2.1 Тепловой расчет двигателя при работе на дизельном топливе ... | 19 |
| 2.2 Тепловой расчет двигателя на газодизельном топливе | 24 |
| 3 Кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя | 30 |
| 3.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя..... | 30 |
| 3.2 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя..... | 32 |
| 4 Анализ токсичности отработавших газов и эффективных показателей для газодизельного двигателя, полученных на виртуальной модели | 38 |
| Заключение | 54 |
| Список используемых источников | 56 |

ВВЕДЕНИЕ

Дизельные двигатели работают с внутренним смешением. В конце такта сжатия в области воспламенения жидкое топливо впрыскивается в сильно сжатый воздух. Сразу после попадания топливных капель, средний диаметр сотейника которых (в зависимости от давления и расстояния измерения) примерно находится между 5 и 15 мкм (первичный распад), начинается физическая и химическая подготовка воспламеняющейся воздушно-топливной смеси. Процессы испарения топлива, смешивания с воздухом и последующего воспламенения и последующее сгорание происходит параллельно. Целью образования смеси, с одной стороны, является как можно более быстрое воспламенение воздушно-топливной смеси, а с другой – как можно более полное сжигание всего впрыснутого количества топлива, избегая высоких пиковых температур сгорания. При соблюдении этих двух основных условий сгорание в значительной степени с низким содержанием загрязняющих веществ, избегая при этом более экстремальных скачков давления и, следовательно, высокий шум сгорания и высокую механическую и тепловую нагрузки.

Вредные выбросы являются основной проблемой для систем сжигания и постоянно увеличиваются с использованием ископаемого сырья по всему миру. Двигатель с воспламенением от сжатия (ДВС) является одним из основных источников выбросов вредных веществ. По сравнению с двигателем с искровым зажиганием (SI), двигатель CI производит высокие выбросы твердых частиц (PM) и оксидов азота (NOx). Необходимость улучшения характеристик двигателя; расход топлива и тепловая эффективность являются еще одной проблемой. Исследование влияния компонентов топлива является одним из подходов, которые можно использовать для снижения выбросов выхлопных газов и повышения производительности.

1 Работа дизельного двигателя на альтернативных топливах

Изобретенные Рудольфом Дизелем в 1892 году двигатели с воспламенением от сжатия (CI) имеют более высокий тепловой КПД по сравнению с двигателями с искровым зажиганием (SI). Двигатель обычно работает по 4-тактному циклу, и основы обычного дизельного сгорания кратко объясняются ниже.

В дизельных двигателях воздух для горения подается в камеру сгорания через впускной коллектор. Этот процесс индукции происходит, когда поршень движется вниз, в то время как впускной клапан открывается. Количество вводимого заряда свежего воздуха зависит от частоты вращения двигателя, которая выше при высокой частоте вращения двигателя. Затем поршень движется вверх от нижней мертвой точки, чтобы сжать заряд воздуха, при этом впускной и выпускной клапаны закрыты. За несколько градусов угла поворота коленчатого вала до того, как поршень достигнет верхней мертвой точки, топливо впрыскивается с высокой скоростью через небольшие отверстия или форсунки в наконечнике форсунки и распыляет топливо. Высокое давление и температура воздуха в цилиндрах затем смешиваются с испарившимся топливом. Когда температура воздушно-топливной смеси выше температуры самовоспламенения топлива, происходит ряд спонтанных химических реакций, ведущих к быстрому самовоспламенению (Heuwood, 1988). Затем давление и температура в цилиндрах поднимаются до гораздо более высокого уровня. Поскольку происходит процесс расширения, когда поршень движется вниз, оставшееся впрыскиваемое топливо все еще подвергается распылению и испарению из-за высокой температуры сгорания. Процесс сгорания продолжается еще несколько градусов угла поворота коленчатого вала после окончания впрыска (EOI).

Рассмотрим основные подходы для повышения эффективности работы двигателя при работе на альтернативных топливах

1.1 Альтернативные топлива для дизельных двигателей

Соответствующие исследования двигателей с воспламенением в основном были сосредоточены на новых технологиях двигателей и подходах к альтернативным видам топлива. Как показано на рисунке 2.1

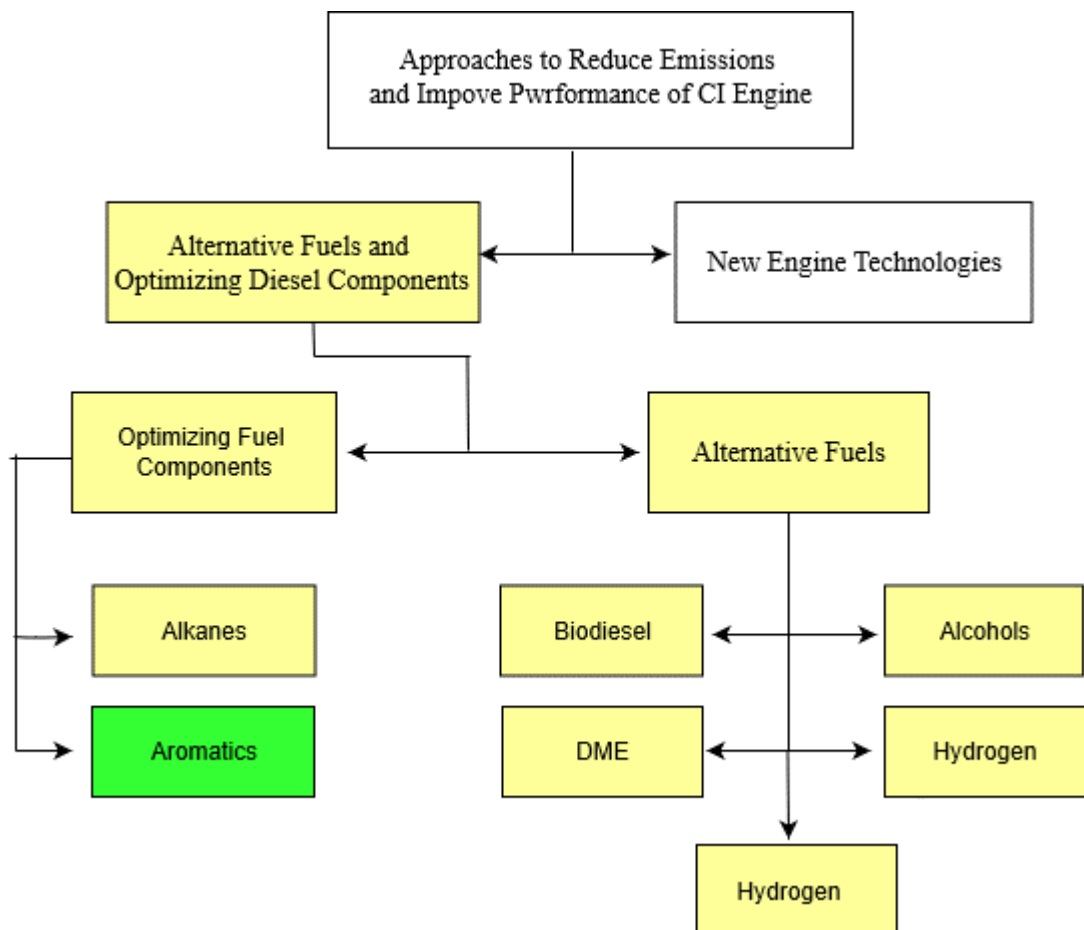


Рисунок 1 – Схематическая диаграмма альтернативных топлив для дизельных двигателей

В первой части этой главы альтернативные виды топлива, а именно различные биодизельные топлива, три типа из спиртов (метанол, этанол и бутанол), диметилловый эфир (ДМЭ), как сжатый, так и сжиженный природный газ, водород, ароматические и алкано-углеводородные топлива смеси рассматриваются с упором на их свойства и влияние на выбросы и производительность. Обсуждаются как газообразные, так и твердые выбросы альтернативных видов топлива.

1.2 Биодизель

Для производства биодизельного топлива можно использовать различные виды сырья; животный жир, растительное масло и отработанное кулинарное масло [51, 52]. Например, соевое и рапсовое масла обычно используются для биодизельного топлива. Американское общество по испытаниям и материалам (ASTM) сообщило, что биодизель можно определить как моноалкиловые эфиры длинноцепочечных жирных кислот [53]. Однако работа двигателя CI с чистыми растительными маслами приводит ко многим проблемам, таким как смолообразование, а также проблемы с прокачкой, загрязнение форсунок, распыление, нагар на поршне, следы износа и загрязнение смазочного масла при длительной работе двигателя. Это может происходить из-за высокой плотности, вязкости, нелетучести этих масел [54]. Поэтому многие исследователи рекомендовали переэтерификацию растительного масла для снижения его вязкости [54]. Переэтерификация — это процесс преобразования растительного масла в биодизельное топливо, которое будет использоваться в двигателях CI [55].

Сегодня многие исследования были посвящены влиянию биодизеля на выбросы и производительность двигателя с воспламенением. Лапуэрта и др. [63] опубликовали обзорную статью, в которой основное внимание уделялось влиянию биодизеля на двигатели CI. Они обнаружили, что может не быть разницы в выходной мощности, когда двигатель с воспламенением работает на биодизеле при частичной нагрузке [63]. Возможная причина в том, что повышенный расход биодизельного топлива компенсирует снижение его теплотворной способности. Однако при полной нагрузке выходная мощность в результате использования биодизеля ниже, чем мощность, связанная с пониженной теплотворной способностью. Кроме того, авторы сообщили, что увеличение BSFC может быть пропорционально уменьшению теплотворной способности. Таким образом, замена дизельного топлива на биодизельное

топливо (смешанное или чистое) не влияет на тепловой КПД. Напротив, уровни уровней NOx повышены.

Уровни ТЧ снижаются из-за отсутствия ароматических соединений в составе биодизеля. Высокая концентрация кислорода в составе биодизельного топлива способствует более полному сгоранию и, как следствие, низкому значимому уровню выбросов HC и CO. EPA [51] представило сводку общих результатов по уровням UHC, CO, PM и NOx, как показано на рисунок 2. Уровень CO и UHC снижается при увеличении концентрации биодизеля. Более высокая концентрация кислорода в биодизельном топливе может снизить локальные области, богатые топливом, и ограничить образование первичных частиц. Это способствует повышению эффективности сгорания из-за естественного насыщения кислородом биодизеля. Другими словами, более высокая концентрация кислорода в биодизеле доступна для сжигания, что способствует более полному и стабильному сгоранию, а затем и снижению выбросов.

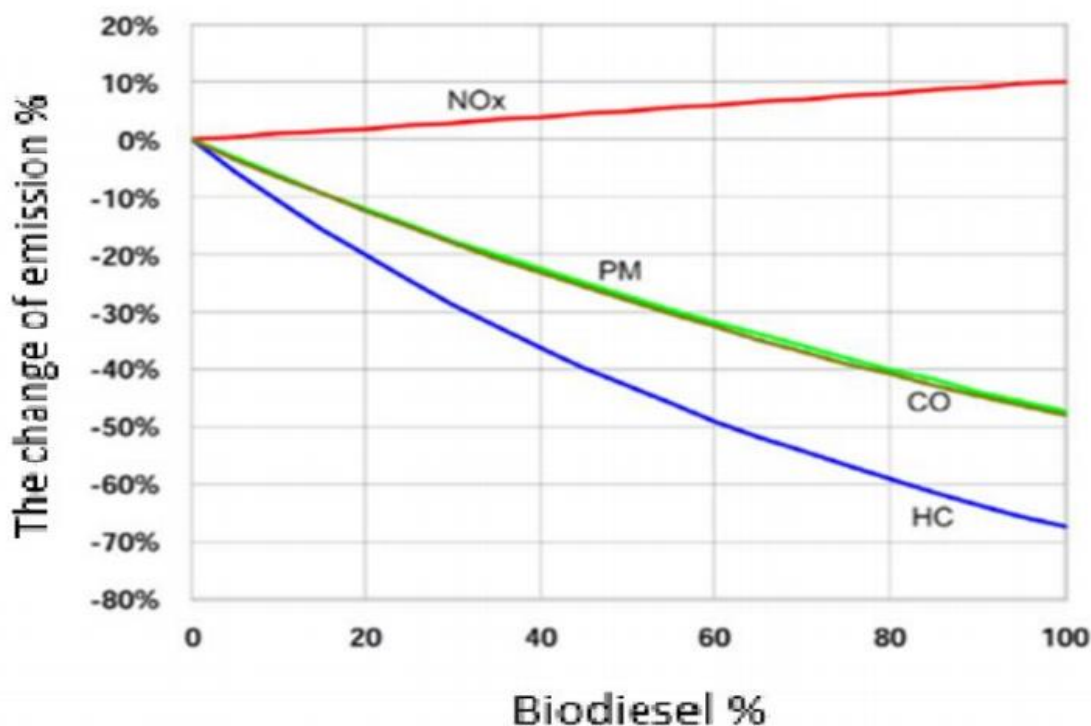


Рисунок 2 – Средние результаты по выбросам биодизеля [51]

Томич и др. [71] протестировали различные смеси биодизеля и дизельного топлива; 15%, 25%, 50%, 75% и 100%. По сравнению с дизельным топливом все топливные смеси способствовали более высокому BSFC в диапазоне 1,32–13,35%. Возможная причина связана с высокой плотностью и низкой теплотворной способностью смесей. Сгорание биодизель-дизельной смеси более полное, что приводит к снижению уровня CO на 1,84–13,15%. Однако выбросы NOx при всех нагрузках двигателя увеличиваются с 1,51 до 11,38% при увеличении концентрации биодизельного топлива в смеси из-за увеличения содержания кислорода в продуктах выхлопа.

Метилловый эфир масла ятрофы оценивали Ong et al. [72] для оценки выбросов и рабочих характеристик при различных оборотах двигателя и условиях высокой нагрузки. Общие результаты эксперимента показали, как правило, более высокий крутящий момент, более низкий BSFC и более высокую мощность для 10% биодизеля в смеси из-за влияния биодизеля на плотность смеси и теплотворную способность. Однако ухудшающееся сгорание и высокие тепловые потери при максимальных оборотах двигателя увеличивают BSFC. По сравнению с дизельным топливом все испытанные биодизельные смеси выделяли меньше CO, CO₂ и дыма, при этом было зарегистрировано небольшое повышение уровня NOx. Наконец, авторы рекомендовали, чтобы концентрация метилового эфира масла ятрофы 10% в смеси работала лучше, чем другие концентрации смеси.

Сурешкумар и др. [73] оценивали влияние метилового эфира понгамиапинната (ППМЭ) при 1500 об/мин. Они обнаружили, что значения BSFC для 40% РРМЕ и 20% РРМЕ в смесях равны и ниже, чем у дизельного топлива, соответственно. Напротив, дальнейшее увеличение концентрации ПФМЭ в смесях приводило к высоким BSFC при всех нагрузках из-за снижения теплотворной способности смесей. В заключение они рекомендовали замену дизельного топлива на РРМЕ в количестве до 40% по объему, что, вероятно, обеспечит лучшую производительность и более

низкий уровень выбросов, что приведет как к защите окружающей среды, так и к экономии энергии.

Алтипармак и др. [74] испытывали смеси метилового эфира таллового масла с дизельным топливом в диапазоне 1800–3200 об/мин и высокой нагрузке. Было обнаружено, что выходная мощность и крутящий момент увеличились на 6,1% и 5,9% соответственно при смешивании метилового эфира таллового масла при высоких оборотах двигателя. Более того, при использовании этих смесей уровни СО были снижены до 38,9%, а уровни NO_x увеличены до 30% по сравнению с чистым дизельным топливом, и не было значительного влияния на непрозрачность дыма на всех скоростях. Причины низкого уровня СО, связанные с высоким цетановым числом в смесях и содержанием азота в метиловом эфире таллового масла, привели к большему образованию NO_x.

Behçet [75] оценил различные концентрации отработанного масла анчоусов (25% (B25), 50% (B50) и 75% (B75)) в смеси с дизельным топливом. Эксперименты проводились при переменных скоростях (1000-2500 об/мин) и в режиме высокой нагрузки. Из-за содержания кислорода в отработанном масле анчоусов выбросы СО и УНС были снижены на 21,3% и 33,42% соответственно при всех скоростях. Однако температура выхлопных газов, NO_x и кислород (O₂) увеличились на 7,54%, 29,37% и 9,63% соответственно. Короткая задержка воспламенения, содержание кислорода и азота в топливе привели к повышению уровня NO_x.

Lapuerta [76] изучал влияние смесей отработанного масла и дизельного топлива при различных режимах работы двигателя. Отработанные кулинарные масла смешивали с дизельным топливом в трех концентрациях; 30, 70 и 100% по объему. Общие результаты не показали значительного влияния на ВТЕ, тогда как низкая теплотворная способность биодизеля привела к более высокому BSFC. С другой стороны, дымоемкость, выбросы твердых частиц и средний размер частиц значительно снижались с

увеличением содержания биодизеля. Распределение частиц смещалось в сторону значений малого диаметра с увеличением содержания биодизеля.

Панвар и др. [77] протестировали касторовый метиловый эфир (СМЕ) при различных степенях сжатия при 1500 об/мин и в условиях переменной нагрузки. Они обнаружили, что высокий ВТЕ и низкий BSFC были отмечены для определенной концентрации СМЕ в смесях СМЕ-дизель, после чего наблюдалось снижение ВТЕ. Возможная причина этого связана со смазывающей способностью СМЕ, которая уменьшает трение, а затем и потери тепла. Когда больше СМЕ смешивалось с дизельным топливом, теплотворная способность снижалась. В то же время, более высокая температура выхлопных газов была отмечена при увеличении содержания СМЕ. Однако уровни NOx при низкой нагрузке не изменились, а немного увеличились при полной нагрузке.

1.3 Двойное топливо на природном газе и дизельном топливе

Природный газ является многообещающим альтернативным топливом из-за его низкой стоимости, в целом низкого уровня выбросов и больших запасов в тех же количествах, что и сырая нефть [52, 93]. Использование природного газа может способствовать уменьшению энергетического кризиса [93]. Как правило, природный газ состоит из большого количества метана (80–98 % по объему), а также этана (1–8 %), пропана (2 %), пентана и бутана (< 1 %). Кроме того, природный газ включает около 0,2-1,5% углекислого газа и азота и небольшую долю соединений серы. Метан имеет октановое число 130 и поэтому обладает высокой детонационной стойкостью. Природный газ может использоваться в качестве автомобильного топлива в сжиженном и сжатом виде; сжиженный природный газ (СПГ) и компримированный природный газ (КПГ). СПГ представляет собой природный газ под высоким давлением (20 МПа) и при

температуре окружающей среды, тогда как жидкая форма (СПГ) охлаждается до низкой температуры (-161 °С) при атмосферном давлении.

Свойства природного газа представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Альтернативные виды топлива и свойства дизельного топлива

| Характеристики | Дизель [6] | Природный газ | Метанол [7] | Этанол [17] | Бутанол [27] | ДМЭ [26] | Водород |
|------------------------------------|----------------------------------|-----------------|--------------------|---|--------------------------------------|----------------------------------|----------------|
| Химическая структура | C ₁₀ -C ₂₅ | CH ₄ | CH ₃ OH | CH ₃ CH ₂ OH [28] | C ₄ H ₉ OH [8] | CH ₃ OCN ₃ | H ₂ |
| Молекулярная масса | 170 [38] | 19 | 32.04 | 46 [98] | 74 [98] | 46.069 | 2.016 |
| Цетановое число | 40-55 [9] | - | 3.8 | 5-8 | 25 | 55-60 [99] | |
| Содержание энергии (МДж/кг) | 43 | 48.6 [94] | 20.1 | 26.9 | 33.1 | 28.9 | 120 [11] |
| Плотность при 20 °С (г/мл) | 0.82 0.88 | 0.72 [11] | 0.7866 | 0.7851 | 0.8098 | 0.66 | 0.000838 [10] |
| Температура самовоспламенения (°С) | 250 | 650 [4] | 463 | 423 | 397 | 350 | 500 |
| Температура вспышки (°С) | 70 | - | 12 | 13 | 35 | -41 | - |
| Точка кипения (°С) | 260 | | 65 | 78 | 117-118 | -24 | 20.3 |
| Содержание углерода | 86.57 | 75 [14] | n/a | 52.2 [12] | n/ | 52.17 | 0 |
| Содержание кислорода | 0 | 0 | 49.93 [52] | 34.73 [52] | 21.6 [18] | 34.57 | 0 |
| Ароматическое содержание | 20-30 | 0 | - | - | - | 0 | 0 |

Высокое октановое число делает природный газ более подходящим для двигателей SI. С другой стороны, использование природного газа приводит к плохим характеристикам воспламенения из-за пониженного цетанового числа, а также повышения температуры самовоспламенения [93, 94]. Следовательно, были разработаны три различных метода подачи в цилиндр; вспомогательное зажигание с горячей поверхностью, непосредственный впрыск высокого давления (HPDI) и двойная топливная система. В случае HPDI, во-первых, небольшое количество пилотного дизельного топлива

индуцируется в конце такта сжатия после того, как природный газ непосредственно впрыскивается в камеру (см. рисунок 3) [14].

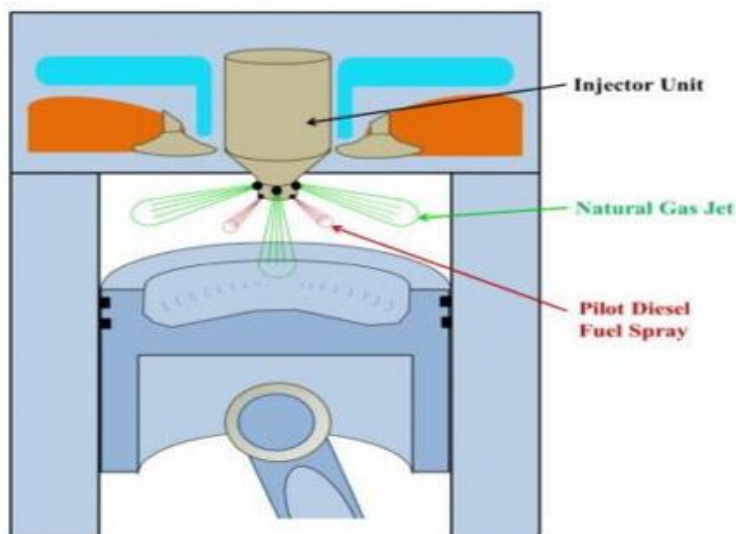


Рисунок 3 – Принципиальная схема режима HPD [4]

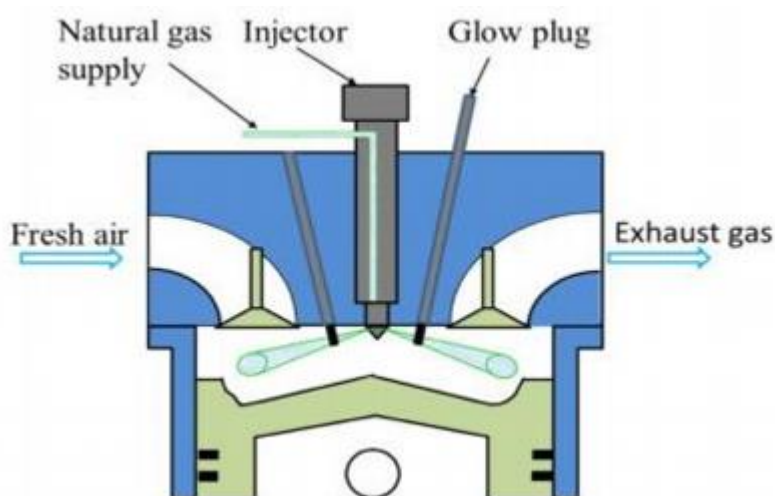


Рисунок 4 – Режим воспламенения с помощью горячей поверхности [94]

В определенное время во время впрыска природного газа или между двумя впрысками источником воспламенения является самовоспламенение пилотного дизеля [24, 25]. В режиме воспламенения с помощью горячей поверхности природный газ подается непосредственно в камеру сгорания вблизи горячей поверхности, которая имеет диапазон высоких температур (1200-1400 К, как показано на рисунке 4. Этот режим имеет много

преимуществ; высокая тепловая эффективность и удельная мощность, но долговечность горячей поверхности является критической проблемой из-за необходимой высокой температуры.

Система двухтопливного режима является наиболее распространенной системой и предназначена для работы на двух видах топлива; обычное топливо и альтернативное топливо [52]. На рисунке 5 показана принципиальная схема двухтопливной системы [101].

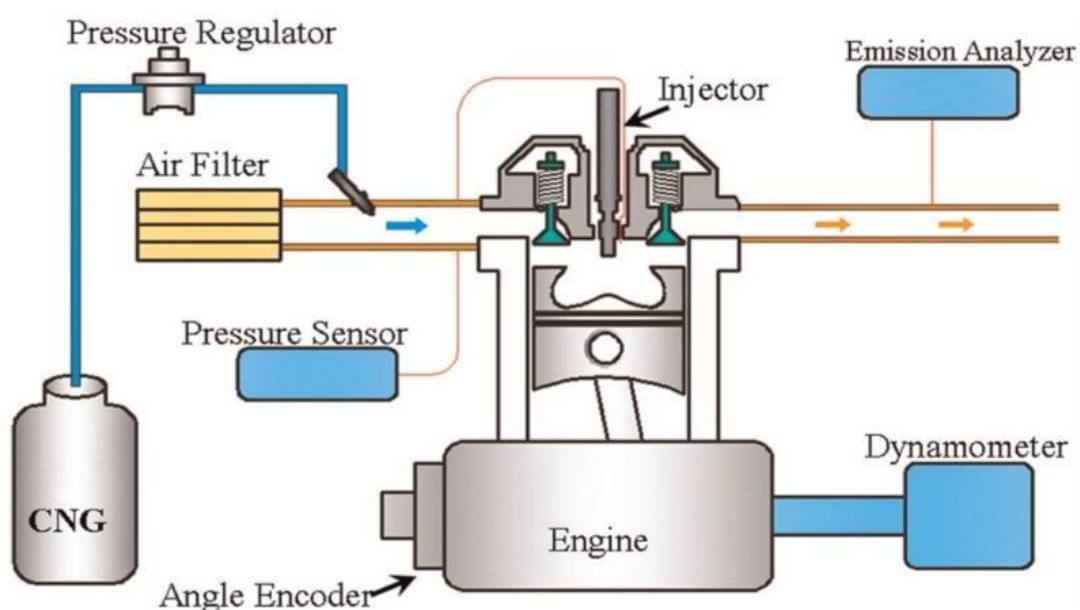


Рисунок 5 – Принципиальная схема двухтопливной системы [101]

Во-первых, альтернативное топливо сжимается и вводится во впускной коллектор, после чего смешивается с воздухом для образования однородной смеси. Он воспламеняется свечой зажигания или пилотным дизелем, когда поршень находится в ВМТ [52, 94]. Количество впрыскиваемого альтернативного топлива изменяется в зависимости от выходной мощности двигателя, тогда как количество дизельного топлива остается постоянным при различных условиях эксплуатации.

Двухтопливная система обычно предназначена для работы на различных видах топлива, таких как природный газ, спирты, ДМЭ и водород. Эти виды топлива используются в качестве основного, а дизельное топливо – в качестве пилотного. Двухтопливный двигатель по сравнению с обычным

дизельным двигателем обычно производит более низкие уровни PM и NOx. С другой стороны, существуют некоторые трудности, связанные с двухтопливной комбинацией. Эффективность сгорания низкая при работе на средних и малых нагрузках. В результате выбросы CO и UHC значительно увеличиваются при сжигании двойного топлива [103]. Двухтопливная система является более перспективным методом, чем вспомогательное зажигание с горячей поверхностью и HPDI [94], и поэтому в этом разделе все рассмотренные исследования были посвящены влиянию природного газа, работающего на двухтопливной системе.

1.4 Влияние природного газа на двигатель CI

Воздушно-дизельная смесь в камере регулируется диффузионно. Напротив, для природного газа происходит сжигание предварительно смешанной смеси. Добавление природного газа в камеру влияет на производительность и выбросы выхлопных газов из-за изменений в процессе образования воздушно-топливной смеси. Есть много исследований, посвященных природному газу, как показано в Таблице 2 и 3.

Таблица 2 – Исследования воздействия двойного топлива природный газ-дизель на эффективные показатели работы

| КПГ или СПГ | Условия испытаний | эффективные показатели работы | | |
|-------------|---|---|--------------------------------------|---|
| | | Крутящий момент (BTE) | Мощность | Удельный эффективный расход топлива (BSFC) |
| КПГ (LNG) | Полные нагрузки, обороты двигателя (1100-1900 об/мин) | -3,50% при 1500 об/мин и -13,9% при 1900 об/мин | | -11,6% при 1500 об/мин и -13,6% при 1900 об/мин |
| | Массовая доля природного газа колебалась от 0 до 80%. по массе Различные нагрузки | | | |
| СПГ (CNG) | Различные нагрузки Две скорости; 1500 и 2500 об/мин | | | 20% при 1500 об/мин, 5 бар |
| | Различные нагрузки и скорости | | 10,3% при нагрузке 80% и 2000 об/мин | -16,6 при нагрузке 80% и 2200 об/мин |

Таблица 3 – Исследования воздействия двойного топлива природный газ-дизель на токсичность

| КПГ или СПГ | Условия испытаний | токсичность | | | |
|-------------|---|-------------|---|---|------------------------------|
| | | HC | CO | NOx | nvPM |
| КПГ (LNG) | Полные нагрузки, обороты двигателя (1100-1900 об/мин) | | 77.% при 1500 об/мин | 31,25% при 1500 об/мин и 68,8% при 1900 об/мин | |
| | Массовая доля природного газа колебалась от 0 до 80%. по массе Различные нагрузки | | 50% при 30% и 80% природного газа | -33,3% при 80% природного газа и (30-80% природного газа) | |
| СПГ (CNG) | Различные нагрузки Две скорости; 1500 и 2500 об/мин | | 260% при 1500 об/мин и 5 бар 200% при 2500 об/мин, 5 бар | -57% при 1500 об/мин и 5 бар - 22% при 2500 об/мин и 5 бар | -88% при 1500 об/мин и 5 бар |
| | Различные нагрузки и скорости | | -28,5% при нагрузке 80% и 2000 об/мин | 20% при нагрузке 80% и 2200 об/мин | |

Влияние дизельного топлива и природного газа на работу двухтопливного двигателя с воспламенением и выбросы кратко изложено ниже. Выходная мощность снижается при использовании двухтопливной системы по сравнению с обычным двигателем по двум причинам. Во-первых, теплотворная способность дизель-воздушной смеси выше, чем у смеси природного газа с воздухом [94]. Во-вторых, впрыск природного газа в такте впуска уменьшает всасывание воздуха, следовательно, объемный КПД, что способствует снижению мощности двигателя, особенно в условиях высокой нагрузки.

Снижение мощности двигателя можно компенсировать увеличением температуры впуска, давления и количества запального дизельного топлива, но это может привести к детонации [104]. ВТЭ немного ниже по сравнению со сгоранием дизельного топлива как при низких, так и при средних нагрузках, тогда как при высокой нагрузке пилотный дизель, скорее всего, будет немного выше или близок к нормальному сгоранию дизельного топлива [90, 94, 105]. Снижение БТЭ двухтопливного режима связано со слишком бедной смесью природного газа при малых нагрузках. Это

затрудняет воспламенение запального дизельного топлива и обеспечивает неадекватное сгорание, что приводит к низкой эффективности использования топлива и снижению ВТЕ. Кроме того, потери тепла во время горения при низкой скорости горения из-за низкой скорости распространения пламени играют важную роль в снижении ВТЕ.

Более высокие выбросы СО обнаруживаются при двухтопливном режиме [90, 94, 105]. Смесь природного газа с воздухом воспламеняется пилотным дизелем и одновременно распространяется пламя. Чтобы поддерживать распространение пламени, некоторые области смеси очень обеднены, что приводит к снижению локальной температуры, а также к замораживанию окисления СО, а затем к повышению уровня СО [94].

Уровни НС сильно повышаются при двухтопливном режиме [90, 94, 105]. Небольшое количество смеси природного газа с воздухом выбрасывается за пределы камеры сгорания во время процесса продувки из-за периода перекрытия клапана. Это способствует более высоким выбросам НС. Кроме того, улавливание смеси природного газа с воздухом в гасящем слое ограничивает воспламенение на поздней стадии процессов сгорания, что приводит к более высоким выбросам НС. Кроме того, слишком бедная смесь и низкая температура в камере вызывают образование выбросов НС [94].

В большинстве исследований сообщается, что уровни NOx ниже при двухтопливном режиме [90, 105, 106], в то время как в нескольких исследованиях были обнаружены более высокие выбросы NOx при высоких нагрузках [94]. Также отмечается, что увеличение количества пилотного дизеля и нагрузки на двигатель связано с повышением уровня NOx, хотя с ростом частоты вращения двигателя наблюдается снижение [94]. Снижение NOx может быть связано с более высокой удельной теплоемкостью природного газа по сравнению с воздухом [106]. Таким образом, впрыск большего количества природного газа в камеру приводит к увеличению теплоемкости смеси за счет снижения температуры в процессе сгорания, особенно в конце такта сжатия. Таким образом, выбросы NOx снижаются из-

за снижения температуры сгорания. Дальнейшее снижение NOx отчетливо наблюдается при малых нагрузках, поскольку температура в цилиндре уже низкая. Введение природного газа в камеру также уменьшает количество воздуха, что вызывает недостаток кислорода, необходимого для образования NOx, и, следовательно, приводит к уменьшению выбросов NOx [94, 106].

Кроме того, при более высоких оборотах двигателя выбросы NOx уменьшаются, поскольку не хватает времени для образования выбросов NOx. Сокращение выбросов ТЧ является одним из основных преимуществ использования природного газа в двигателях с воспламенением [94]. При двухтопливном сгорании количество используемого дизельного топлива меньше, чем в режиме дизельного топлива [109]. Большое количество пилотного дизельного топлива сжигается при предварительном сгорании и небольшое количество - при диффузионном режиме. Это снижает образование сажи и приводит к снижению концентрации ТЧ. Отсутствие связей C-C, ароматических соединений и соединений серы в природном газе снижает образование выбросов ТЧ [94].

Выводы по первому разделу

Проведённый анализ известных источников показал, перспективность применения двухтопливного режима работы (сжатый природный газ и запальная доза дизельного топлива) Широкие пределы воспламеняемости природного газа позволяют двигателям работать в условиях качественного регулирования нагрузкой в диапазоне составов смесей от стехиометрического до 5 – 6 по коэффициенту избытка воздуха.

2 Тепловой расчет проектируемого двигателя

Основные параметры двигателя, выбранного для дальнейшей проработки, приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Технические параметры двигателя, выбранного как прототип для дальнейшей проработки

| Параметры двигателя | Базовый |
|------------------------------------|---------------------|
| Тип | 4-тактный дизельный |
| Кол-во цилиндров, тип ГБЦ | 4, ДОНС |
| Диаметр цилиндров, мм | 76 |
| Ход поршня, мм | 84 |
| Длина шатуна, мм | 135 |
| Рабочий объем, л | 1,525 |
| Степень сжатия в режиме газодизель | 14 |
| Степень сжатия в режиме дизель | 24 |

2.1 Тепловой расчет двигателя при работе на дизельном топливе

Тепловой расчет производится по методике И.И. Вибе. Расчет проводился для двух видов топлива это дизельное топливо и газодизельное топливо (96% КППГ и 4% дизельное топливо для номинального режима и 90% КППГ и 10% дизельного топлива). Результаты расчета представлены в виде таблиц и графиков. Исследование проводится на пяти режимах работы при оборотах коленчатого вала 600, 2000, 3500, 5000 и 6000 мин⁻¹.

Для удобства анализа регулировочных характеристик представим данные в виде таблицы 5. Коэффициент избытка воздуха принят равным 1,417 для расчета на дизельном топливе и равным 1 для расчета на газодизельном топливе в связи с необходимостью поддержания эффективной работы каталитического нейтрализатора отработавших газов, так как это максимально возможная величина, которая обеспечивает оптимальные условия работы системы нейтрализации отработавших газов.

Для удобства анализа термохимических характеристик дизельного представим их в виде таблицы 6. Массовое содержание элементов в дизельном топливе взято из [6 и 12].

Таблица 5 – Регулировочные характеристики двигателя на дизельном топливе

| Название параметра, размерность | Условное обозначение | Значение характеристики | | | | |
|---|----------------------|-------------------------|--------|--------|--------|--------|
| | | 600 | 2000 | 3500 | 5000 | 6000 |
| Частота вращения, мин ⁻¹ | n | 600 | 2000 | 3500 | 5000 | 6000 |
| Угол опережения впрыска топлива, ° ПКВ | Θ | 10 | 12 | 15 | 18 | 20 |
| Коэффициент избытка воздуха | α | 1,4180 | 1,4180 | 1,4180 | 1,4180 | 1,4180 |
| Температура подогрева заряда в цилиндре ДВС, °С | ΔT _N | 5 | 5 | 5 | 5 | 5 |
| Степень сжатия | ε | 24 | 24 | 24 | 24 | 24 |
| Температура на впуске, К | T ₀ | 293,15 | 293,15 | 293,15 | 293,15 | 293,15 |
| Расчетная политропа сжатия | n _p | 1,3704 | 1,3704 | 1,3705 | 1,3706 | 1,3706 |
| Действительная политропа сжатия | n _д | 1,3604 | 1,3604 | 1,3605 | 1,3606 | 1,3606 |
| Предполагаемая температура остаточных газов, К | T _г | 788 | 787 | 795 | 810 | 822 |
| Продолжительность горения, ° ПКВ | φ _г | 50 | 56 | 62 | 68 | 75 |
| Показатель характера сгорания | m | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Коэффициент выделения теплоты | σ | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Коэффициент использования теплоты | δ _i | 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 6 – Термохимические характеристики дизельного топлива

| Название характеристики, размерность | Условное обозначение | Значение характеристики |
|---|--|-------------------------|
| Массовое содержание H | H | 0,12017 |
| Массовое содержание C | C | 0,85743 |
| Массовое содержание O | O | 0,00381 |
| Массовое содержание S | S | 0,00333 |
| Массовое содержание N | N | 0,01526 |
| Молекулярная масса топлива | m _г , кг/моль | 206,21535 |
| Низшая теплота сгорания, МДж/кг | H _н | 41449,095 |
| Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива | Lo, кмоль возд./кг топлива | 0,487 |
| | Lo, кг возд./кг топлива | 14,105 |
| Количество компонента продуктов сгорания | Mc CO, кмоль CO/кг топлива | 0,0715 |
| | MH ₂ O, кмоль H ₂ O/кг топлива | 0,0601 |
| | MN ₂ , кмоль N ₂ /кг топлива | 0,5404 |
| | MO ₂ , кмоль O ₂ /кг топлива | 0 |
| Общее количество продуктов сгорания топлива, | M ₂ кмоль пр. сг./кг топлива | 0,7125 |
| Коэффициент изменения гор. смеси | μ ₀ | 1,0368 |

Для удобства расчетов цикла для двигателя на дизельном топливе представим данные в виде таблицы 7.

Таблица 7 – Расчет действительного цикла двигателя на дизельном топливе

| Название параметра | Условное обозначение | Значение характеристики | | | | |
|---|----------------------------|-------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | | 600 | 2000 | 3500 | 5000 | 6000 |
| Частота вращения | n , мин ⁻¹ | 600 | 2000 | 3500 | 5000 | 6000 |
| Давление остаточных газов | P_r , МПа | 0,1037 | 0,1058 | 0,1106 | 0,1180 | 0,1244 |
| Температура подогрева | ΔT_{N_1} , К | 10,7895 | 8,9474 | 6,9737 | 5,0000 | 3,6842 |
| Средняя скорость движения заряда | $\omega_{вп}$, м/с | 3,9786 | 13,3639 | 23,3868 | 33,4096 | 40,0916 |
| Давление в конце впуска | P_a , МПа | 0,1000 | 0,0998 | 0,0994 | 0,0987 | 0,0838 |
| Коэффициент остаточных газов | γ_r | 0,0182 | 0,0183 | 0,0188 | 0,0193 | 0,0240 |
| Коэффициент наполнения | η_v | 0,9225 | 0,9355 | 0,9454 | 0,9619 | 0,8020 |
| Температура в конце впуска | T_a , К | 312,5843 | 310,8210 | 309,2351 | 307,8429 | 309,1665 |
| Удельный объем рабочего тела в конце наполнения | V_a , м ³ /кг | 0,8626 | 0,8594 | 0,8588 | 0,8608 | 1,0173 |
| Давление в конце сжатия | P_c , МПа | 7,5361 | 7,5267 | 7,4983 | 7,4512 | 6,3282 |
| Температура в конце сжатия | T_c , К | 981,7502 | 977,2424 | 973,7892 | 971,6983 | 972,2641 |
| Политропа расширения | n_2 | 1,2204 | 1,2214 | 1,2222 | 1,2229 | 0,5667 |
| Удельный объем рабочего тела в момент воспламенения | V_y , м ³ /кг | 0,0442 | 0,0484 | 0,0570 | 0,0694 | 0,0807 |
| Давление рабочего тела в момент воспламенения | P_y , МПа | 5,6869 | 5,0319 | 4,0638 | 3,1688 | 2,6362 |
| Температура рабочего тела в момент воспламенения | T_y , К | 911,5751 | 882,1250 | 838,9915 | 796,7783 | 770,9198 |
| Общая удельная теплота сгорания топлива | q_z , кДж/кг | 1667,0801 | 1666,3947 | 1664,5323 | 1661,5830 | 1657,5788 |
| Давление в процессе сгорания | E_2 , МПа | 92,6308 | 91,5556 | 88,3603 | 83,0662 | 78,2069 |
| Степень расширения | δ | 5,4089 | 4,7048 | 4,2655 | 3,8879 | 3,3687 |
| Давление в конце процесса сгорания | P_z , МПа | 3,2406 | 2,6829 | 2,2846 | 1,9120 | 1,5078 |
| Температура в конце процесса сгорания | T_z , К | 1811,2358 | 1743,4970 | 1694,9422 | 1652,7020 | 1593,8310 |
| Давление в конце процесса расширения | P_b , МПа | 0,4130 | 0,4047 | 0,3880 | 0,3634 | 0,3406 |
| Температура в конце процесса расширения | T_b , К | 1248,5436 | 1237,3566 | 1227,8999 | 1221,0999 | 1212,9429 |
| Теоретическая индикаторная работа цикла | L_t , кДж | 1,0677 | 1,0538 | 1,0175 | 1,0064 | 1,0093 |
| Расчетное среднее индикаторное давление | P_iT , МПа | 1,2898 | 1,2586 | 1,1742 | 1,0937 | 1,0352 |
| Индикаторный коэффициент полезного действия | η_i | 0,5730 | 0,5599 | 0,5357 | 0,5202 | 0,5282 |
| Удельный индикаторный расход топлива | g_i , г/кВт*ч | 151,5775 | 155,1210 | 162,1313 | 166,9704 | 164,4241 |
| Давление механических потерь | P_m , МПа | 0,0530 | 0,0973 | 0,1447 | 0,1922 | 0,2238 |
| Средняя скорость поршня | C_p , м/с | 1,6800 | 5,6000 | 9,8000 | 14,0000 | 16,8000 |
| Среднее эффективное давление | P_e , МПа | 1,2368 | 1,1614 | 1,0294 | 0,9015 | 0,8114 |
| Механический КПД | η_m | 0,9589 | 0,9227 | 0,8767 | 0,8243 | 0,7838 |
| Эффективный КПД | η_e | 0,5495 | 0,5166 | 0,4697 | 0,4288 | 0,4140 |
| Удельный эффективный расход топлива | g_e , г/кВт*ч | 158,0712 | 168,1146 | 184,9273 | 202,5684 | 209,7851 |
| Эффективная мощность | N_e , кВт | 9,4257 | 29,5033 | 45,7657 | 57,2549 | 61,8368 |
| Часовой расход топлива | G_T , кг/ч | 1,4899 | 4,9599 | 8,4633 | 11,5980 | 12,9724 |
| Крутящий момент | M_e , Н*м | 150,0151 | 140,8680 | 124,8658 | 109,3487 | 98,4163 |

По результатам расчетов построим индикаторные диаграммы в P-V координатах (рисунок 6) и внешнюю скоростную характеристику (рисунок 7) двигателя на дизельном топливе.

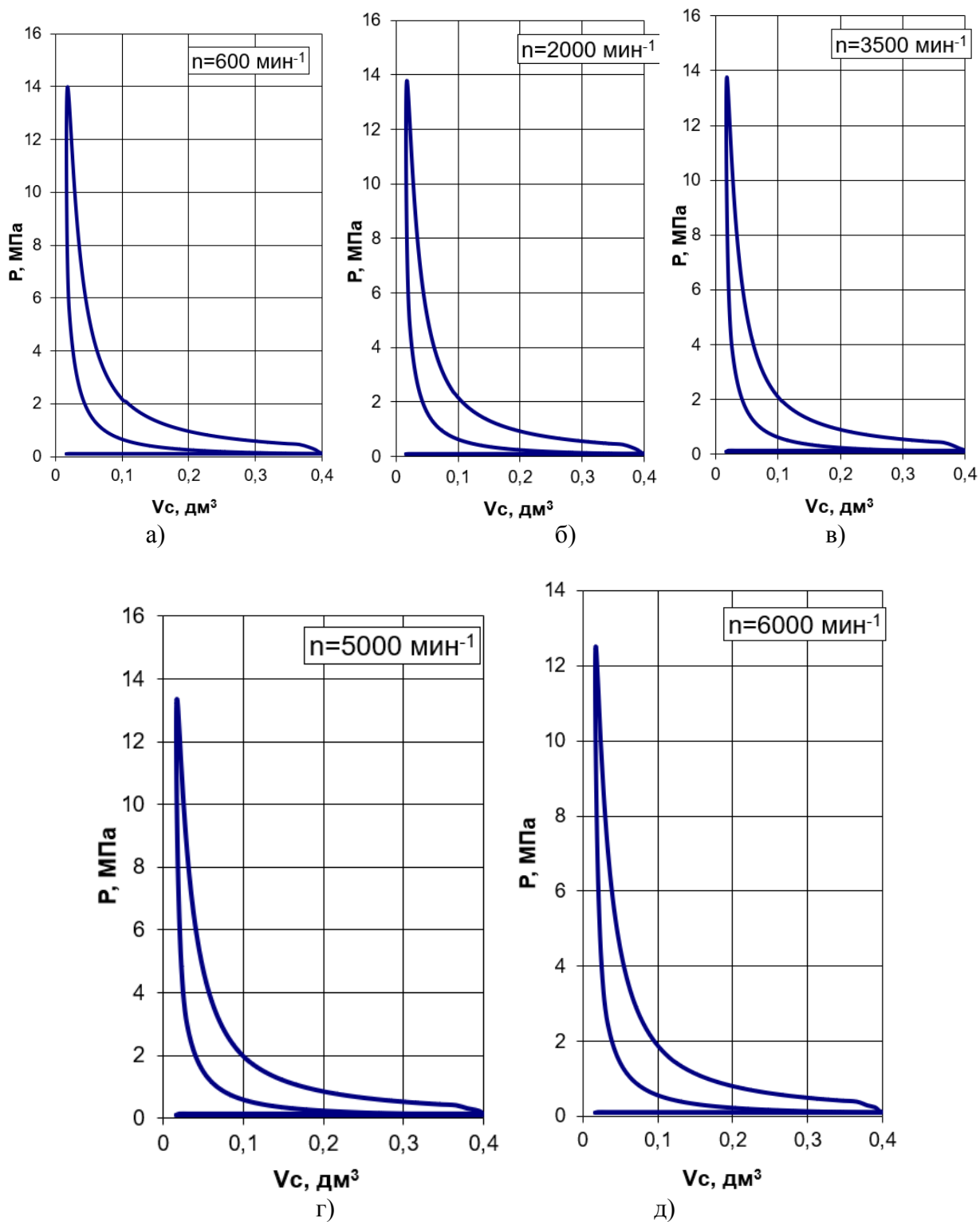


Рисунок 6 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах двигателя на дизельном топливе: (а) 600; (б) 2000; (в) 3500; (г) 5000 и (д) 6000 мин⁻¹.

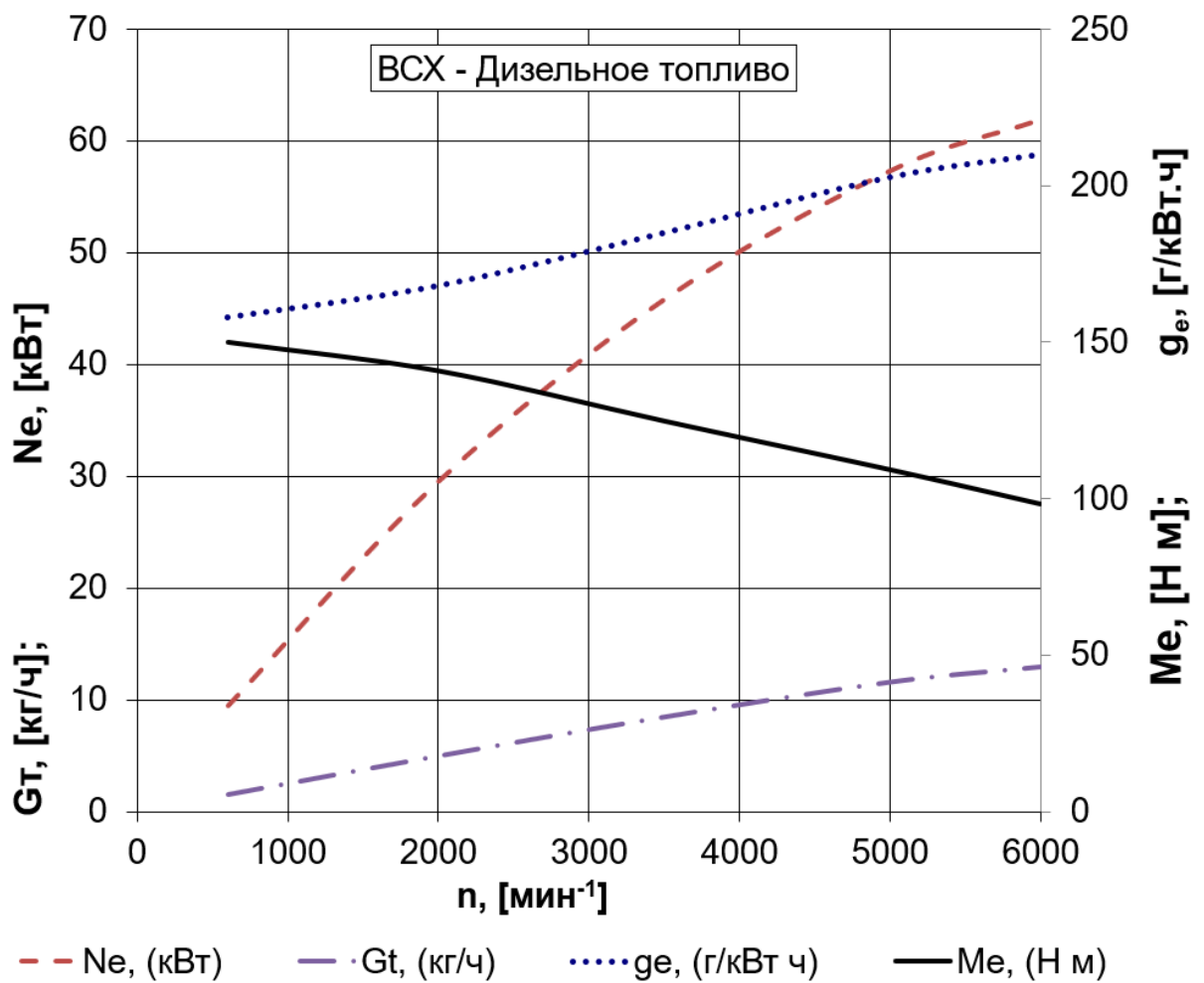


Рисунок 7 – Внешняя скоростная характеристика двигателя на дизельном топливе

Для удобства расчетов теплового баланса двигателя на дизельном топливе представим данные в виде графика на рисунке 8.

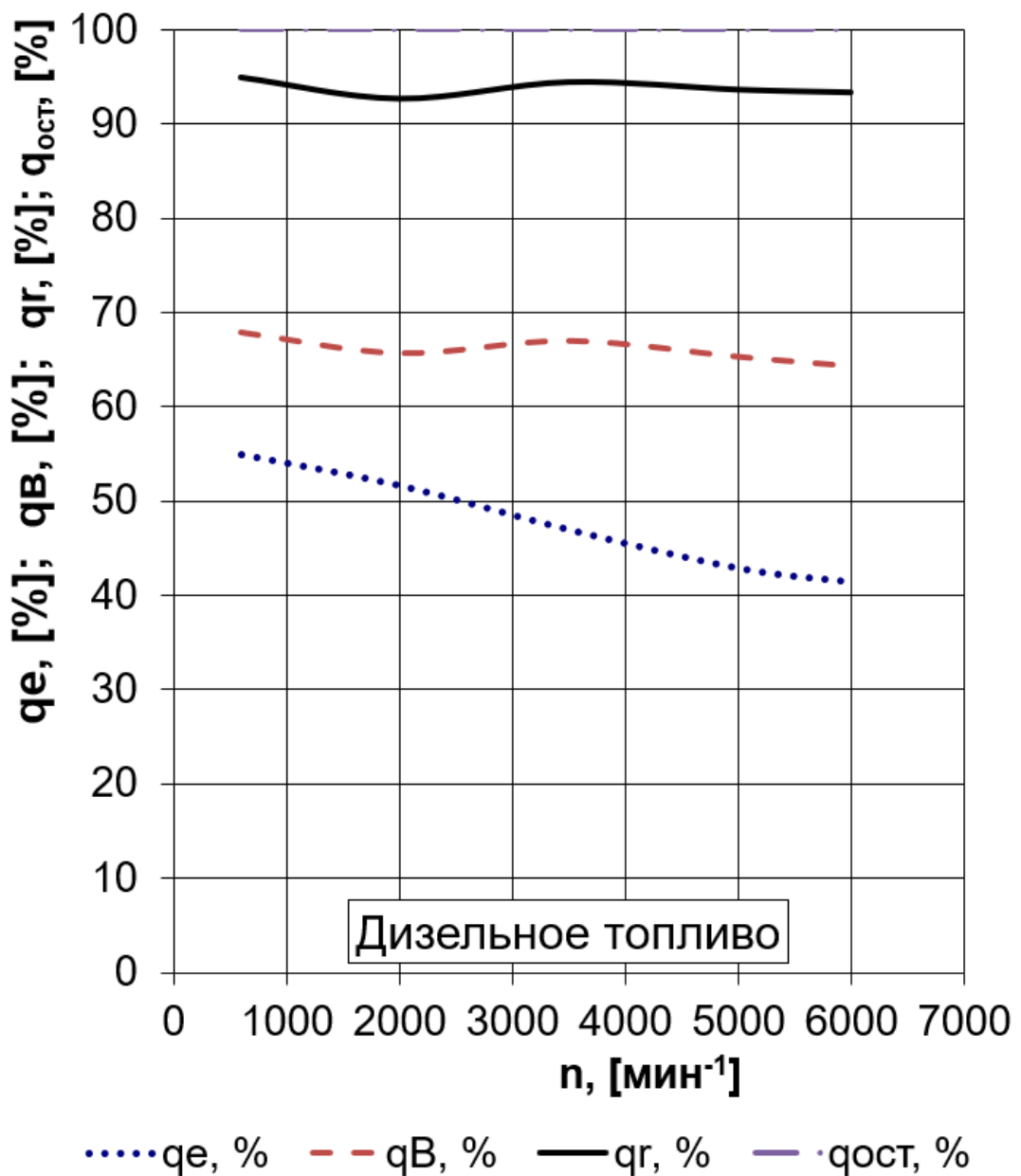


Рисунок 8 – Диаграмма внешнего теплового баланса двигателя на дизельном топливе

2.2 Тепловой расчет двигателя на газодизельном топливе

Для удобства анализа регулировочных характеристик дизельного двигателя на газодизельном топливе представим данные в виде таблицы 8. Для удобства анализа термохимических характеристик газодизельного топлива представим их в виде таблицы 9.

Таблица 8 – Регулировочные характеристики дизельного двигателя на газодизельном топливе

| Название параметра, размерность | Условное обозначение | Значение характеристики | | | | |
|---|----------------------|-------------------------|--------|--------|--------|--------|
| | | 600 | 2000 | 3500 | 5000 | 6000 |
| Частота вращения, мин ⁻¹ | n | 600 | 2000 | 3500 | 5000 | 6000 |
| Угол опережения впрыска топлива, ° ПКВ | Θ | 10 | 12 | 15 | 18 | 20 |
| Коэффициент избытка воздуха | α | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Температура подогрева заряда в цилиндре ДВС, °С | ΔT _N | 1,3736 | 1,3736 | 1,5262 | 1,5262 | 1,5262 |
| Действительная политропа сжатия | n _д | 1,3603 | 1,3604 | 1,3605 | 1,3606 | 1,3605 |
| Предполагаемая температура остаточных газов, К | T _г | 970 | 1010 | 1020 | 1040 | 1055 |
| Продолжительность горения, ° ПКВ | φ _г | 48 | 55 | 60 | 65 | 70 |
| Показатель характера сгорания | m | 3 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| Степень сжатия | ε | 14 | 14 | 14 | 14 | 14 |
| Коэффициент эффективности сгорания топлива | ξ | 0,86 | 0,86 | 0,86 | 0,86 | 0,86 |

Таблица 9 – Термохимические характеристики топлива – газодизель

| Название характеристики | Условное обозначение | Значение характеристики | | | | |
|---|---|-------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | | 600 | 2000 | 3500 | 5000 | 6000 |
| Частота вращения, мин ⁻¹ | n | 600 | 2000 | 3500 | 5000 | 6000 |
| Массовое содержание элементов в топливе | H | 0,23821 | 0,24083 | 0,24346 | 0,24477 | 0,24608 |
| | C | 0,75955 | 0,75738 | 0,75520 | 0,75411 | 0,75303 |
| | O | 0,00038 | 0,00030 | 0,00023 | 0,00019 | 0,00015 |
| | S | 0,00033 | 0,00027 | 0,00020 | 0,00017 | 0,00013 |
| | N | 0,00153 | 0,00122 | 0,00092 | 0,00076 | 0,00061 |
| Молекулярная масса топлива | m _г , кг/моль | 35,06024 | 31,25679 | 27,45334 | 25,55162 | 23,64989 |
| Низшая теплота сгорания, МДж/кг | H _и | 50293,784 | 50490,333 | 50686,881 | 50785,156 | 50883,430 |
| Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива | L _о , кмоль возд./кг топлива | 0,591 | 0,593 | 0,595 | 0,596 | 0,597 |
| | L _о , кг возд./кг топлива | 17,090 | 17,157 | 17,223 | 17,256 | 17,289 |
| Количество компонента продуктов сгорания, кмоль /кг | Mc CO | 0,0633 | 0,0631 | 0,0629 | 0,0628 | 0,0628 |
| | MH ₂ O | 0,1191 | 0,1204 | 0,1217 | 0,1224 | 0,1230 |
| | MN ₂ | 0,4677 | 0,4695 | 0,4714 | 0,4723 | 0,4732 |
| | MO ₂ | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Общее количество продуктов сгорания топлива, | M ₂ кмоль пр. сг./кг топлива | 0,6501 | 0,6531 | 0,6560 | 0,6575 | 0,6590 |
| Коэффициент изменения гор. смеси | μ _о | 1,0502 | 1,0452 | 1,0387 | 1,0347 | 1,0301 |

Для удобства расчетов цикла дизельного двигателя на газодизельном топливе представим данные в виде таблицы 10.

Таблица 10 – Расчет цикла дизельного двигателя на газодизельном топливе

| Название параметра | Условное обозначение | Значение характеристики | | | | |
|---|----------------------------|-------------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| | | 600 | 2000 | 3500 | 5000 | 6000 |
| Частота вращения | n , мин ⁻¹ | 600 | 2000 | 3500 | 5000 | 6000 |
| Давление остаточных газов | P_r , МПа | 0,1037 | 0,1058 | 0,1106 | 0,1180 | 0,1244 |
| Температура подогрева | ΔT_N , К | 10,7895 | 8,9474 | 6,9737 | 5,0000 | 3,6842 |
| Средняя скорость движения заряда | $\omega_{вп}$, м/с | 3,9786 | 13,3639 | 23,3868 | 33,4096 | 40,0916 |
| Давление в конце впуска | P_a , МПа | 0,1000 | 0,0998 | 0,0994 | 0,0987 | 0,0019 |
| Коэффициент остаточных газов | γ_r | 0,0347 | 0,0998 | 0,0994 | 0,0987 | 0,0981 |
| Коэффициент наполнения | η_v | 0,8577 | 0,0345 | 0,0341 | 0,0351 | 0,0366 |
| Температура в конце впуска | T_a , К | 320,0878 | 0,8804 | 0,9202 | 0,9347 | 0,9175 |
| Удельный объем рабочего тела в конце наполнения | V_a , м ³ /кг | 0,9316 | 318,2144 | 316,4402 | 315,5289 | 315,8417 |
| Давление в конце сжатия | P_c , МПа | 3,6639 | 0,9353 | 0,9436 | 0,9530 | 0,9663 |
| Температура в конце сжатия | T_c , К | 842,8236 | 839,8194 | 837,1113 | 838,3136 | 842,6901 |
| Политропа расширения | n_2 | 1,2037 | 1,2025 | 1,2031 | 1,2036 | 1,2041 |
| Удельный объем рабочего тела в момент воспламенения | V_y , м ³ /кг | 0,0757 | 0,0812 | 0,0923 | 0,1087 | 0,1244 |
| Давление рабочего тела в момент воспламенения | P_y , МПа | 3,0977 | 2,8515 | 2,4485 | 2,0260 | 1,7491 |
| Температура рабочего тела в момент воспламенения | T_y , К | 806,3041 | 789,2370 | 763,0265 | 738,6717 | 725,0780 |
| Общая удельная теплота сгорания топлива | q_z , кДж/кг | 2325,4653 | 2327,9363 | 2326,7696 | 2320,9855 | 2312,8369 |
| Давление в процессе сгорания | E_2 , МПа | 69,3427 | 68,0080 | 64,9922 | 60,4436 | 56,1663 |
| Степень расширения | δ | 5,0637 | 4,3453 | 4,0988 | 3,8727 | 3,5679 |
| Давление в конце процесса сгорания | P_z , МПа | 3,8817 | 3,3216 | 2,9510 | 2,5587 | 2,1613 |
| Температура в конце процесса сгорания | T_z , К | 2358,7361 | 2392,8692 | 2347,9101 | 2305,9097 | 2261,5480 |
| Давление в конце процесса расширения | P_b , МПа | 0,5509 | 0,5678 | 0,5406 | 0,5015 | 0,4672 |
| Температура в конце процесса расширения | T_b , К | 1695,1237 | 1777,2446 | 1763,1021 | 1750,2945 | 1744,3669 |
| Теоретическая индикаторная работа цикла | L_T , кДж | 1,3223 | 1,2214 | 1,2376 | 1,2718 | 1,2789 |
| Расчетное среднее индикаторное давление | P_iT , МПа | 1,5165 | 1,3724 | 1,3295 | 1,2739 | 1,1945 |
| Индикаторный коэффициент полезного действия | η_i | 0,5313 | 0,4784 | 0,4635 | 0,4669 | 0,4750 |
| Удельный индикаторный расход топлива | g_i , г/кВт*ч | 134,7362 | 149,0256 | 153,2512 | 151,8240 | 148,9361 |
| Давление механических потерь | P_m , МПа | 0,0530 | 0,0973 | 0,1447 | 0,1922 | 0,2238 |
| Средняя скорость поршня | C_p , м/с | 1,6800 | 5,6000 | 9,8000 | 14,0000 | 16,8000 |
| Среднее эффективное давление | P_e , МПа | 1,4635 | 1,2751 | 1,1848 | 1,0817 | 0,9707 |
| Механический КПД | η_m | 0,9651 | 0,9291 | 0,8911 | 0,8491 | 0,8126 |
| Эффективный КПД | η_e | 0,5127 | 0,4445 | 0,4130 | 0,3965 | 0,3860 |
| Удельный эффективный расход топлива | g_e , г/кВт*ч | 139,6142 | 160,3951 | 171,9731 | 178,8008 | 183,2819 |
| Эффективная мощность | N_e , кВт | 11,1535 | 32,3929 | 52,6727 | 68,6986 | 73,9760 |
| Часовой расход топлива | G_T , кг/ч | 1,5572 | 5,1957 | 9,0583 | 12,2834 | 13,5585 |
| Крутящий момент | M_e , Н*м | 177,5142 | 154,6648 | 143,7107 | 131,2047 | 117,7364 |

По результатам расчетов построим индикаторные диаграммы в P-V координатах (рисунок 9) для дизельного двигателя на газодизельном топливе.

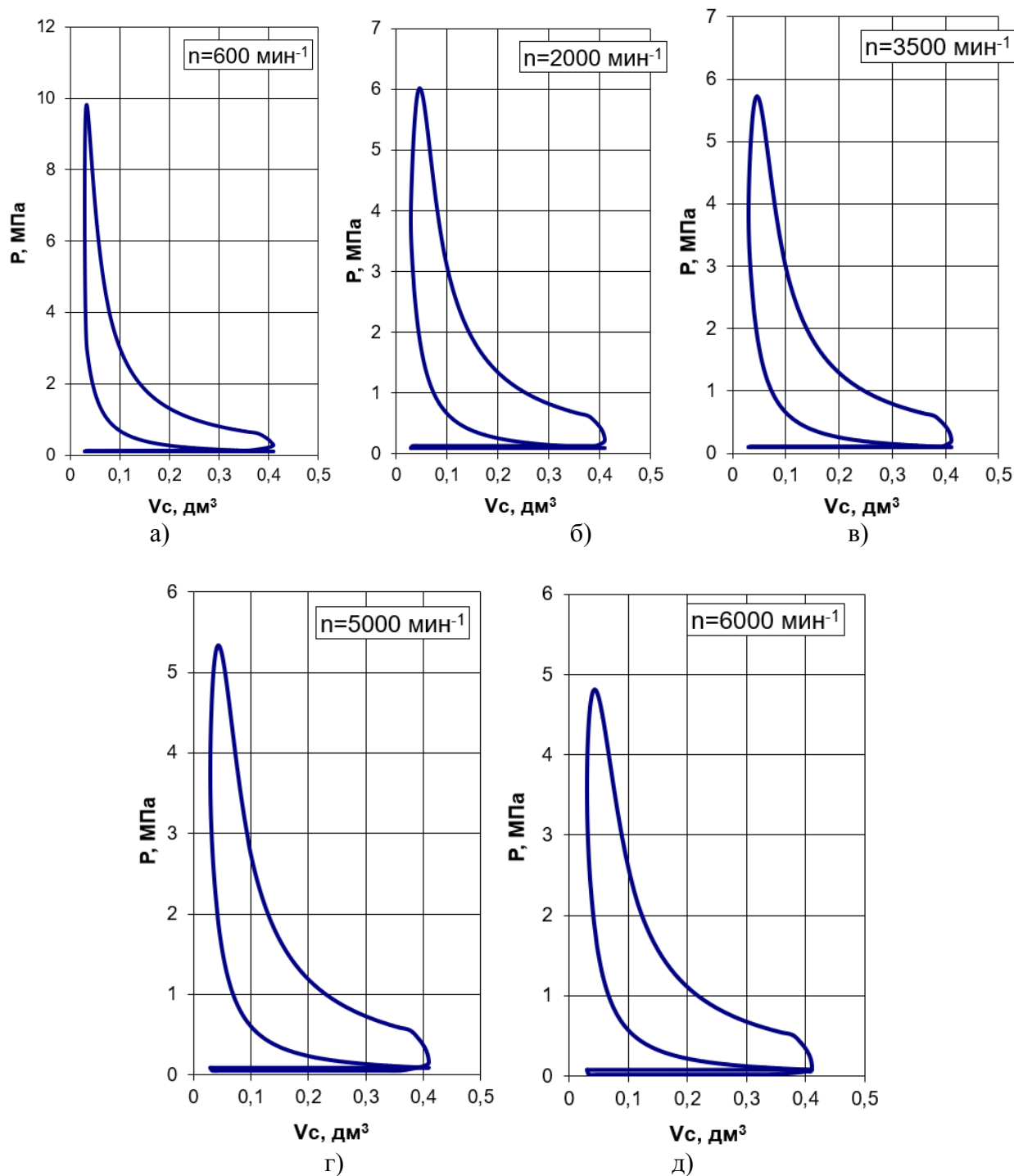


Рисунок 9 – Индикаторные диаграммы в P-V координатах, для дизельного двигателя на газодизельном топливе: (а) 600; (б) 2000; (в) 3500; (г) 5000 и (д) 6000 мин^{-1} .

По результатам расчетов построим внешнюю скоростную характеристику (рисунок 10) для дизельного двигателя на газодизельном топливе.

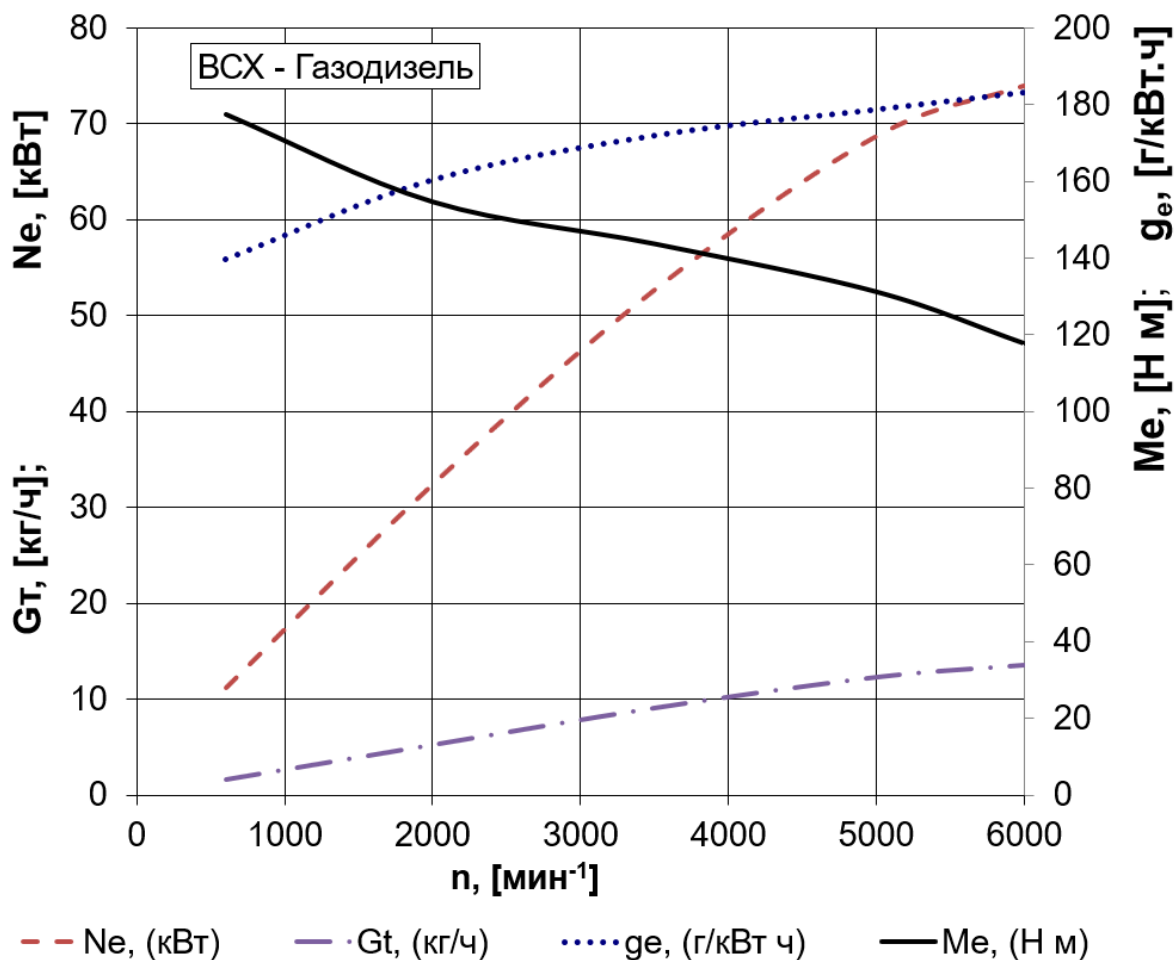


Рисунок 10 – Внешняя скоростная характеристика дизельного двигателя на газодизельном топливе

Для удобства расчетов теплового баланса дизельного двигателя на газодизельном топливе представим данные в виде графика (рисунок 11).

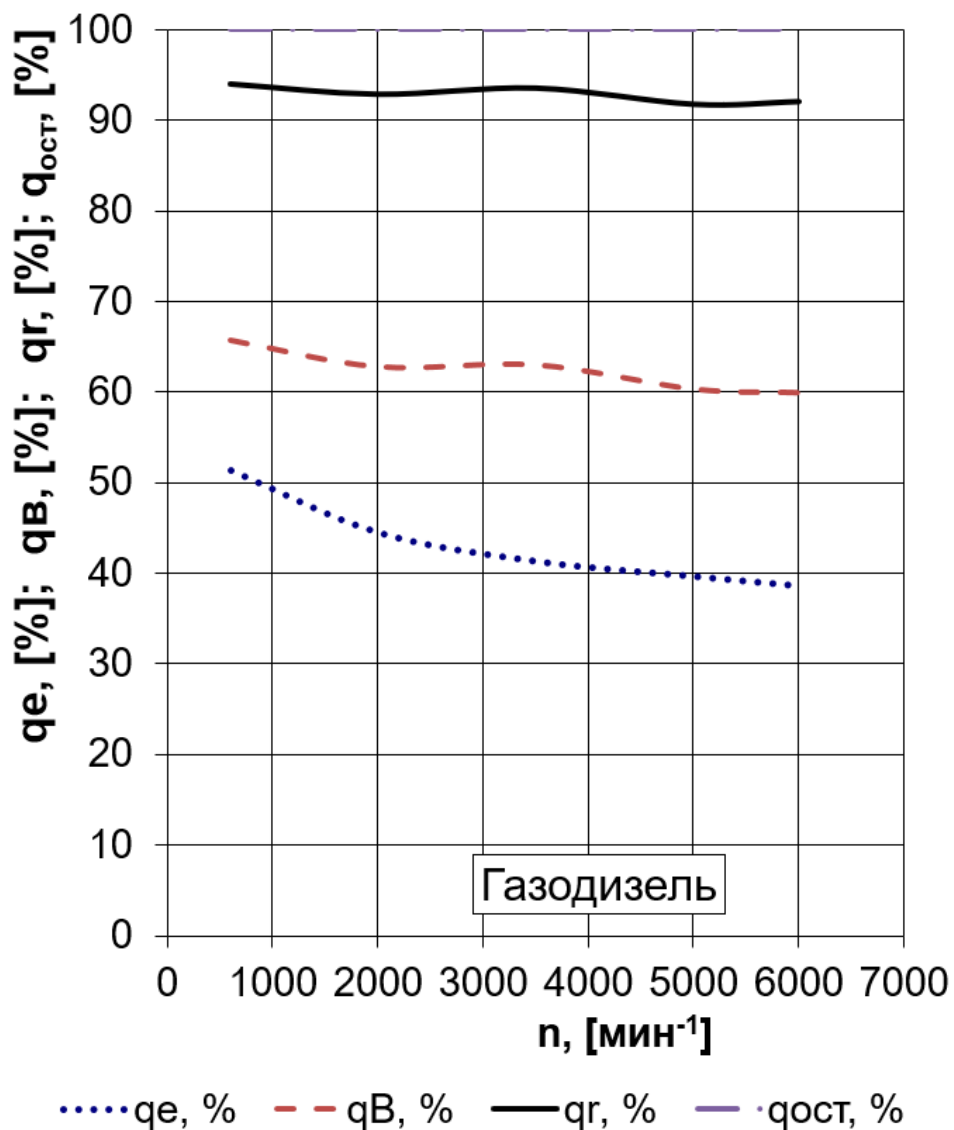


Рисунок 11 – Диаграмма внешнего теплового баланса дизельного двигателя на газодизельном топливе

Выводы по второму разделу

Проведенные расчеты трёхцилиндрового дизельного двигателя на газодизельном топливе и на дизельном топливе, показали некоторое снижение эффективных показателей работы двигателя при переходе с дизельного топлива на альтернативное топливо – газодизель.

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 42 мм, а длина шатуна 135 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 на рисунках 12, 13 и 14.

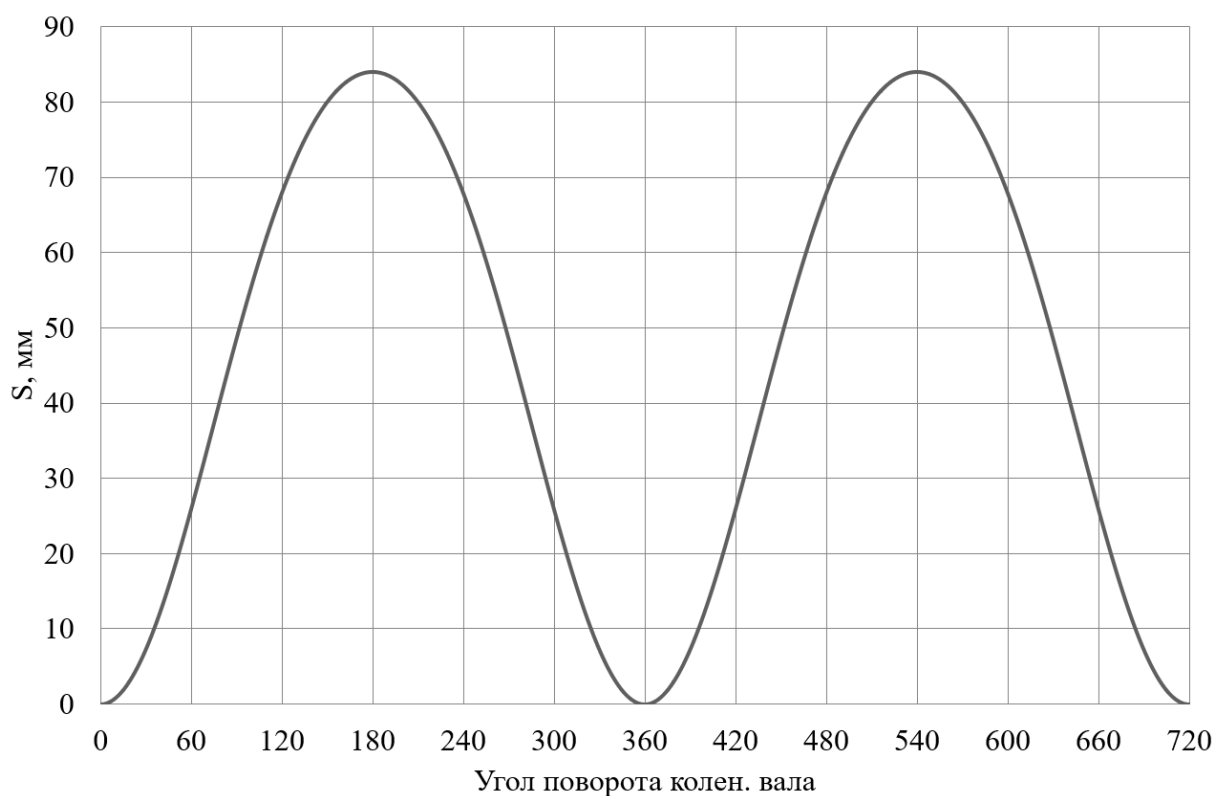


Рисунок 12 – Диаграмма изменения хода поршня

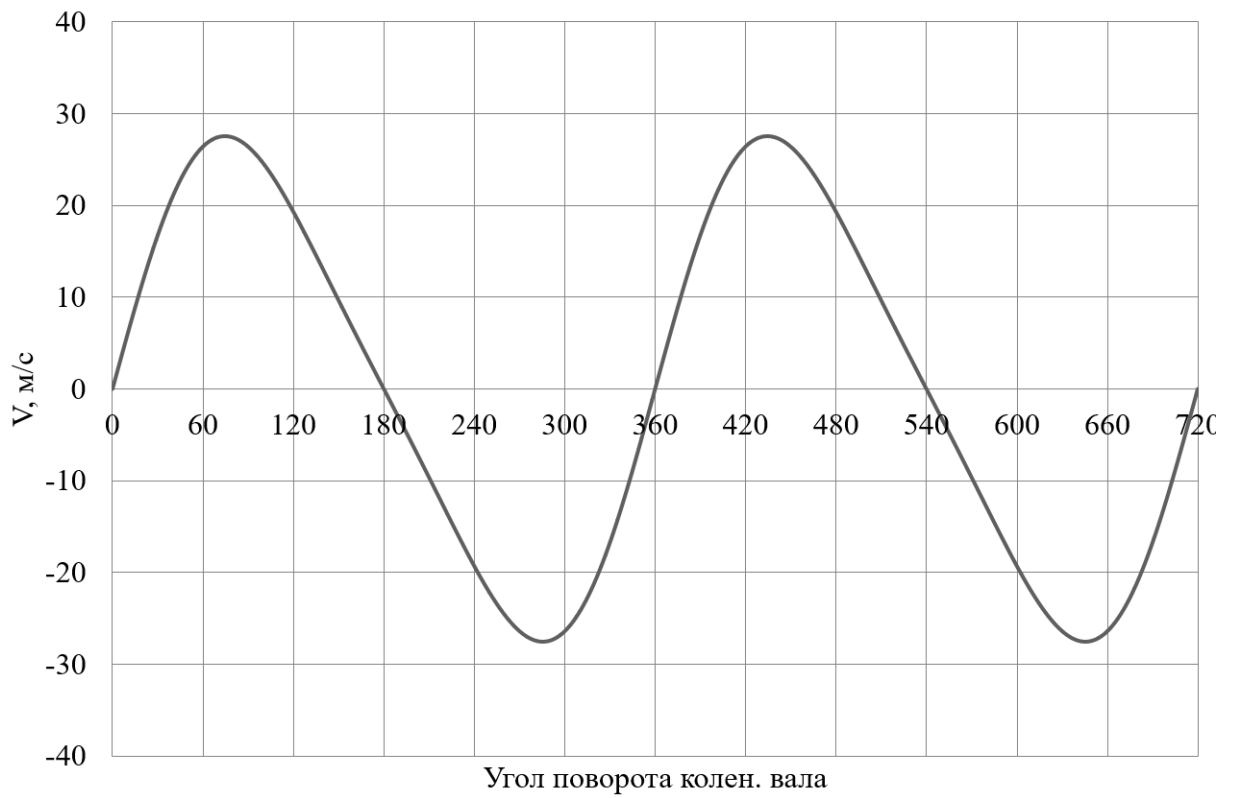


Рисунок 13 – Диаграмма изменения скорости поршня

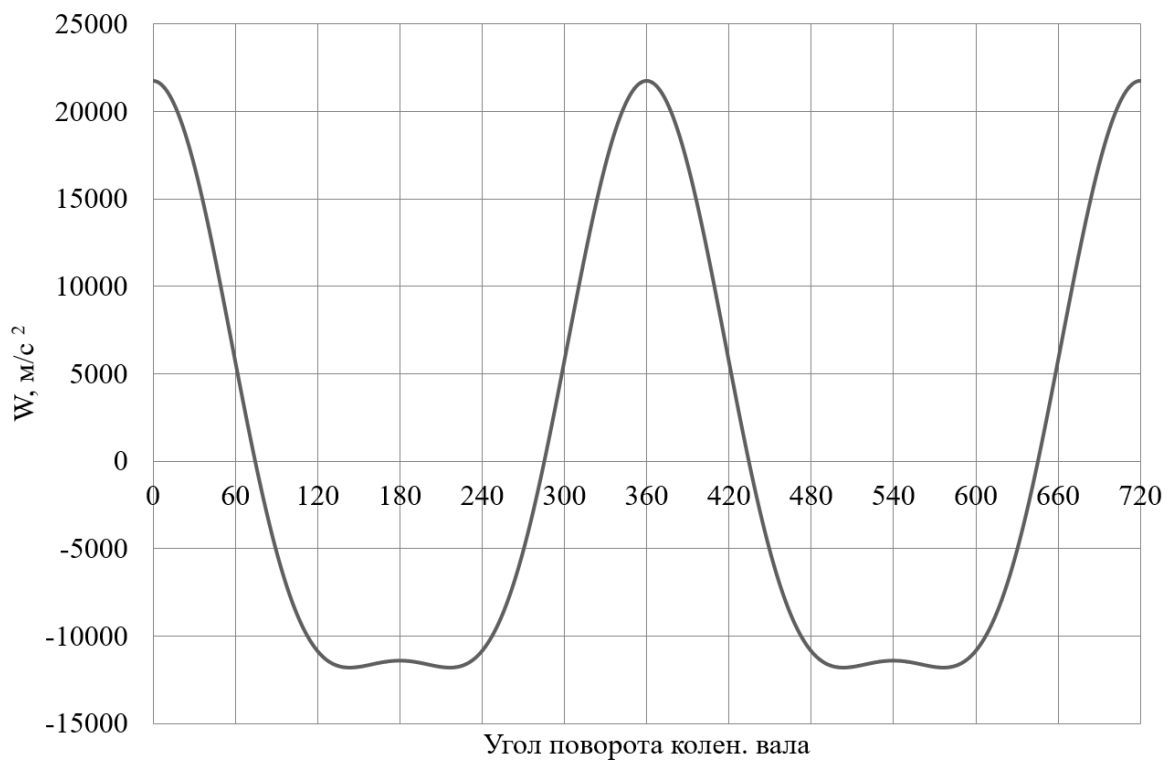


Рисунок 14 – Диаграмма изменения ускорения поршня

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 мин^{-1} , при работе на обоих рассматриваемых топливах – дизельном и газодизеле (96% КПГ и 4% дизельного топлива по массе), результаты приведение масс кривошипно-шатунного механизма по двух массовой схеме показаны в таблице 11.

Таблица 11 – Приведение масс кривошипно-шатунного механизма

| Параметр | Величина |
|--|-----------|
| Площадь поршня, м^2 | 0,004536 |
| Удельная масса поршня, $\text{кг}/\text{м}^2$ | 80 |
| Масса поршневой группы, кг | 0,36292 |
| Удельная масса шатуна, $\text{кг}/\text{м}^2$ | 130 |
| Масса шатуна, кг | 0,5897398 |
| Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца, кг | 0,162 |
| Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа, кг | 0,428 |
| Удельная масса одного колена вала, $\text{кг}/\text{м}^2$ | 140 |
| Масса неуравновешенных частей одного колена вала, кг | 0,6351 |
| Массы, совершающие возвратно-поступательное движение | 0,5251 |
| Массы, совершающие вращательное движение | 1,06267 |
| Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна, Н | -7089,37 |
| Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа, Н | -10530,62 |
| Центробежная сила инерции вращающихся масс, Н | -17619,99 |

Результаты расчета приведены в виде графиков. На рисунке 15 приведены силы инерции возвратно-поступательного движения.

В таблице 12 приведены силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент трехцилиндрового двигателя.

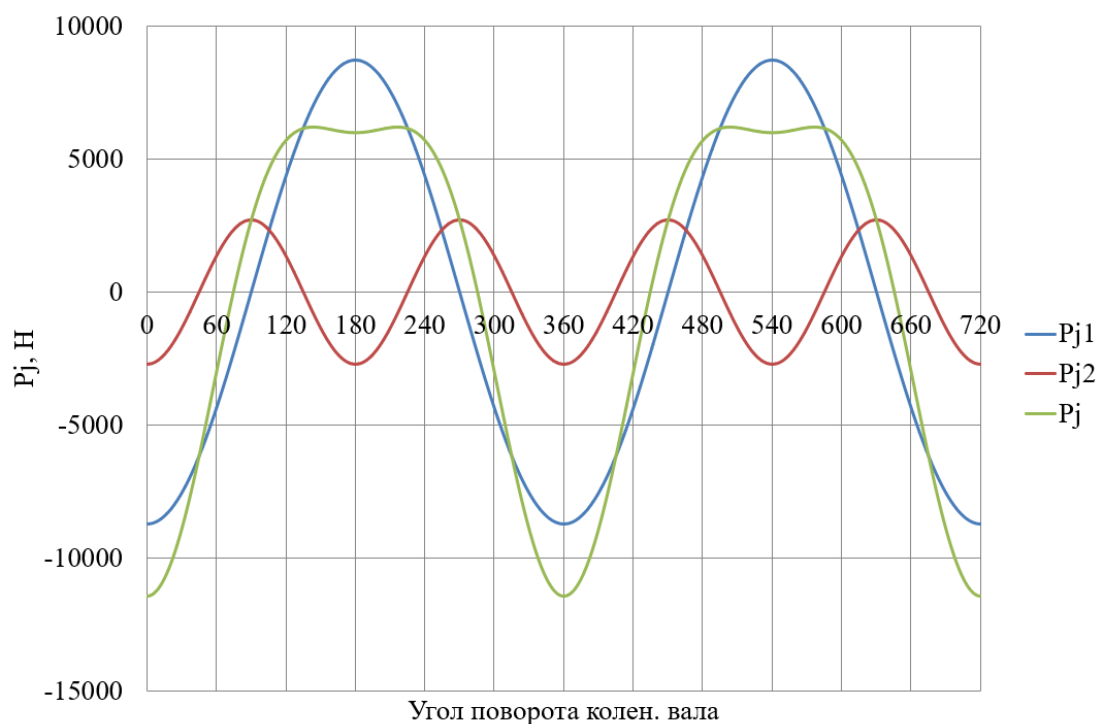


Рисунок 15 – Силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна

Таблица 12 – Суммарные силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент двигателя на дизельном топливе

| $\varphi_{кв}$ | N, Н | K, Н | Z, Н | T, Н | Мкр.цл | $\varphi_{кв}$ | N, Н | K, Н | Z, Н | T, Н | Мкр.цл |
|----------------|--------|---------|--------|--------|--------|----------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| 0 | 0 | -3825,2 | -3825 | 0 | 0 | 370 | 1225,3 | 27251 | 26597 | 5933,9 | 172,08 |
| 10 | -168 | -3735,5 | -3646 | -813,4 | -23,59 | 380 | 1517,9 | 17140 | 15524 | 7265,7 | 210,71 |
| 20 | -307,5 | -3472 | -3145 | -1472 | -42,68 | 390 | 1210,2 | 9347,8 | 7422,2 | 5682,7 | 164,8 |
| 30 | -395 | -3051,3 | -2423 | -1855 | -53,79 | 400 | 852,59 | 5122,6 | 3321,4 | 3900 | 113,1 |
| 40 | -416,2 | -2500,6 | -1621 | -1904 | -55,21 | 410 | 615,2 | 3101,6 | 1482,8 | 2724,2 | 79,001 |
| 50 | -368,1 | -1855,6 | -887,1 | -1630 | -47,27 | 420 | 515,9 | 2300,7 | 674,26 | 2199,6 | 63,79 |
| 60 | -259,8 | -1158,4 | -339,5 | -1108 | -32,12 | 430 | 515,21 | 2117,5 | 218,32 | 2106,2 | 61,08 |
| 70 | -110,5 | -454,05 | -46,81 | -451,6 | -13,1 | 440 | 563,64 | 2210,4 | -183,9 | 2202,7 | 63,88 |
| 80 | 54,604 | 214,14 | -17,82 | 213,39 | 6,1884 | 450 | 625,55 | 2415,9 | -625,5 | 2333,5 | 67,672 |
| 90 | 209,49 | 809,06 | -209,5 | 781,47 | 22,663 | 460 | 672,76 | 2638,3 | -1106 | 2395,5 | 69,47 |
| 100 | 332,57 | 1304,2 | -546,5 | 1184,2 | 34,341 | 470 | 687,24 | 2824,5 | -1583 | 2339,4 | 67,842 |
| 110 | 410,3 | 1686,3 | -945 | 1396,7 | 40,503 | 480 | 661,74 | 2951,1 | -2011 | 2159,7 | 62,632 |
| 120 | 438,58 | 1955,8 | -1333 | 1431,4 | 41,51 | 490 | 598,09 | 3015,3 | -2358 | 1879,5 | 54,507 |
| 130 | 421,53 | 2125,2 | -1662 | 1324,7 | 38,415 | 500 | 504,05 | 3028,5 | -2612 | 1533,4 | 44,469 |
| 140 | 368,65 | 2215 | -1910 | 1121,5 | 32,524 | 510 | 360,2 | 2782,2 | -2569 | 1067,5 | 30,957 |
| 150 | 291,3 | 2250 | -2078 | 863,27 | 25,035 | 520 | 205,85 | 2324,4 | -2246 | 598,44 | 17,355 |
| 160 | 199,65 | 2254,4 | -2178 | 580,43 | 16,832 | 530 | 104,23 | 2318,1 | -2299 | 299,48 | 8,685 |
| 170 | 101,09 | 2248,3 | -2229 | 290,47 | 8,4236 | 540 | 2E-13 | 2314,5 | -2314 | 9E-13 | 2E-14 |
| 180 | 7E-14 | 2244,8 | -2245 | 3E-13 | 8E-15 | 550 | -104,2 | 2318,1 | -2299 | -299,5 | -8,685 |
| 190 | -101,2 | 2250 | -2231 | -290,7 | -8,43 | 560 | -205,8 | 2324,4 | -2246 | -598,4 | -17,35 |
| 200 | -200,3 | 2261,3 | -2185 | -582,2 | -16,88 | 570 | -300,4 | 2320,3 | -2143 | -890,2 | -25,82 |
| 210 | -293,4 | 2265,9 | -2092 | -869,4 | -25,21 | 580 | -380,4 | 2285,7 | -1971 | -1157 | -33,56 |
| 220 | -373,6 | 2244,7 | -1936 | -1137 | -32,96 | 590 | -435,6 | 2196,3 | -1717 | -1369 | -39,7 |
| 230 | -431,4 | 2174,9 | -1701 | -1356 | -39,31 | 600 | -454,6 | 2027,4 | -1382 | -1484 | -43,03 |
| 240 | -456 | 2033,6 | -1386 | -1488 | -43,16 | 610 | -427,8 | 1758,2 | -985,3 | -1456 | -42,23 |
| 250 | -438,8 | 1803,3 | -1011 | -1494 | -43,31 | 620 | -350,9 | 1376,3 | -576,7 | -1250 | -36,24 |
| 260 | -376,5 | 1476,3 | -618,6 | -1340 | -38,87 | 630 | -228,2 | 881,22 | -228,2 | -851,2 | -24,68 |

Продолжение таблицы 12

| | | | | | | | | | | | |
|-----|--------|---------|--------|--------|--------|---------------------|--------|---------|--------|--------|--------|
| 270 | -274,4 | 1059,9 | -274,4 | -1024 | -29,69 | 640 | -72,98 | 286,22 | -23,82 | -285,2 | -8,272 |
| 280 | -147,9 | 580,11 | -48,27 | -578,1 | -16,76 | 650 | 92,993 | -382,19 | -39,41 | 380,16 | 11,025 |
| 290 | -21,04 | 86,465 | 8,9147 | -86 | -2,494 | 660 | 243,73 | -1086,9 | -318,5 | 1039,2 | 30,137 |
| 300 | 76,414 | -340,77 | -99,87 | 325,81 | 9,4484 | 670 | 353,96 | -1784,5 | -853,1 | 1567,4 | 45,454 |
| 310 | 113,34 | -571,39 | -273,2 | 501,86 | 14,554 | 680 | 404,43 | -2430 | -1576 | 1850 | 53,649 |
| 320 | 62,325 | -374,47 | -242,8 | 285,09 | 8,2676 | 690 | 385,94 | -2981,1 | -2367 | 1812,2 | 52,554 |
| 330 | -91,58 | 707,35 | 561,64 | -430 | -12,47 | 700 | 301,28 | -3402 | -3081 | 1442,1 | 41,82 |
| 340 | -317,1 | 3581 | 3243,3 | -1518 | -44,02 | 710 | 164,82 | -3665,7 | -3578 | 798,21 | 23,148 |
| 350 | -589,6 | 13114 | 12799 | -2856 | -82,81 | 720 | 5E-13 | -3755,5 | -3756 | 2E-12 | 5E-14 |
| 360 | -2E-12 | 27476 | 27476 | -7E-12 | -2E-13 | Мкр.ц.Суммарный Н*м | | | | | 28,84 |

В таблице 13 приведены силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент двигателя при работе на газодизельном цикле.

Таблица 13 – Суммарные силы, действующие на поршневой палец и крутящий момент двигателя на газодизельном цикле

| Ф _{кв} | N, Н | K, Н | Z, Н | T, Н | Мкр.ц1 | Ф _{кв} | N, Н | K, Н | Z, Н | T, Н | Мкр.ц1 |
|-----------------|--------|---------|--------|--------|--------|---------------------|--------|---------|--------|--------|--------|
| 0 | 0 | -3825,2 | -3825 | 0 | 0 | 370 | 368,57 | 8197,2 | 8000,5 | 1785 | 51,764 |
| 10 | -168 | -3735,5 | -3646 | -813,4 | -23,59 | 380 | 850,24 | 9600,8 | 8695,6 | 4069,7 | 118,02 |
| 20 | -307,5 | -3472 | -3145 | -1472 | -42,68 | 390 | 1100,2 | 8498,4 | 6747,8 | 5166,3 | 149,82 |
| 30 | -395 | -3051,3 | -2423 | -1855 | -53,79 | 400 | 1001,5 | 6017,1 | 3901,4 | 4581 | 132,85 |
| 40 | -416,2 | -2500,6 | -1621 | -1904 | -55,21 | 410 | 812,98 | 4098,7 | 1959,5 | 3600 | 104,4 |
| 50 | -368,1 | -1855,6 | -887,1 | -1630 | -47,27 | 420 | 724,84 | 3232,4 | 947,33 | 3090,5 | 89,624 |
| 60 | -259,8 | -1158,4 | -339,5 | -1108 | -32,12 | 430 | 710,63 | 2920,6 | 301,12 | 2905,1 | 84,247 |
| 70 | -110,5 | -454,05 | -46,81 | -451,6 | -13,1 | 440 | 740,52 | 2904 | -241,7 | 2894 | 83,925 |
| 80 | 54,604 | 214,14 | -17,82 | 213,39 | 6,1884 | 450 | 782,53 | 3022,2 | -782,5 | 2919,1 | 84,655 |
| 90 | 209,49 | 809,06 | -209,5 | 781,47 | 22,663 | 460 | 809,95 | 3176,3 | -1331 | 2884 | 83,636 |
| 100 | 332,57 | 1304,2 | -546,5 | 1184,2 | 34,341 | 470 | 805,24 | 3309,5 | -1855 | 2741 | 79,49 |
| 110 | 410,3 | 1686,3 | -945 | 1396,7 | 40,503 | 480 | 761,28 | 3394,9 | -2314 | 2484,6 | 72,053 |
| 120 | 438,58 | 1955,8 | -1333 | 1431,4 | 41,51 | 490 | 679,87 | 3427,6 | -2680 | 2136,5 | 61,959 |
| 130 | 421,53 | 2125,2 | -1662 | 1324,7 | 38,415 | 500 | 568,69 | 3416,9 | -2947 | 1730,1 | 50,172 |
| 140 | 368,65 | 2215 | -1910 | 1121,5 | 32,524 | 510 | 408,38 | 3154,4 | -2913 | 1210,3 | 35,098 |
| 150 | 291,3 | 2250 | -2078 | 863,27 | 25,035 | 520 | 206,08 | 2327 | -2249 | 599,12 | 17,374 |
| 160 | 199,65 | 2254,4 | -2178 | 580,43 | 16,832 | 530 | 104,34 | 2320,7 | -2301 | 299,82 | 8,6947 |
| 170 | 101,09 | 2248,3 | -2229 | 290,47 | 8,4236 | 540 | 2E-13 | 2317 | -2317 | 9E-13 | 2E-14 |
| 180 | 7E-14 | 2244,8 | -2245 | 3E-13 | 8E-15 | 550 | -104,3 | 2320,7 | -2301 | -299,8 | -8,695 |
| 190 | -101,2 | 2249,9 | -2231 | -290,7 | -8,43 | 560 | -206,1 | 2327 | -2249 | -599,1 | -17,37 |
| 200 | -200,2 | 2261 | -2185 | -582,1 | -16,88 | 570 | -300,7 | 2322,9 | -2145 | -891,2 | -25,85 |
| 210 | -293,3 | 2265,4 | -2092 | -869,2 | -25,21 | 580 | -380,9 | 2288,3 | -1973 | -1159 | -33,6 |
| 220 | -373,4 | 2243,7 | -1935 | -1136 | -32,95 | 590 | -436,2 | 2198,9 | -1719 | -1371 | -39,75 |
| 230 | -431 | 2173 | -1699 | -1355 | -39,28 | 600 | -455,2 | 2030 | -1383 | -1486 | -43,08 |
| 240 | -455,3 | 2030,5 | -1384 | -1486 | -43,1 | 610 | -428,4 | 1760,8 | -986,7 | -1458 | -42,29 |
| 250 | -437,5 | 1798,2 | -1008 | -1489 | -43,19 | 620 | -351,6 | 1379 | -577,8 | -1252 | -36,31 |
| 260 | -374,3 | 1467,9 | -615,1 | -1333 | -38,65 | 630 | -228,9 | 883,9 | -228,9 | -853,8 | -24,76 |
| 270 | -270,8 | 1045,7 | -270,8 | -1010 | -29,29 | 640 | -73,67 | 288,89 | -24,04 | -287,9 | -8,349 |
| 280 | -141,7 | 555,62 | -46,24 | -553,7 | -16,06 | 650 | 92,345 | -379,53 | -39,13 | 377,51 | 10,948 |
| 290 | -10,3 | 42,339 | 4,3652 | -42,11 | -1,221 | 660 | 243,14 | -1084,3 | -317,8 | 1036,7 | 30,063 |
| 300 | 95,298 | -424,98 | -124,6 | 406,32 | 11,783 | 670 | 353,44 | -1781,9 | -851,9 | 1565,1 | 45,387 |
| 310 | 147,65 | -744,4 | -355,9 | 653,82 | 18,961 | 680 | 404 | -2427,3 | -1574 | 1848 | 53,591 |
| 320 | 127,01 | -763,1 | -494,8 | 580,97 | 16,848 | 690 | 385,6 | -2978,5 | -2365 | 1810,6 | 52,508 |
| 330 | 32,724 | -252,77 | -200,7 | 153,66 | 4,4562 | 700 | 301,05 | -3399,4 | -3079 | 1441 | 41,788 |
| 340 | -97,26 | 1098,2 | 994,68 | -465,5 | -13,5 | 710 | 164,7 | -3663,1 | -3575 | 797,65 | 23,132 |
| 350 | -142,2 | 3162,5 | 3086,6 | -688,6 | -19,97 | 720 | 5E-13 | -3825,2 | -3825 | 2E-12 | 5E-14 |
| 360 | -4E-13 | 5616,4 | 5616,4 | -1E-12 | -4E-14 | Мкр.ц.Суммарный Н*м | | | | | 79,26 |

В таблице 14 приведены силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого вала двигателя на дизельном топливе.

Таблица 14 – Силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого двигателя на дизельном топливе

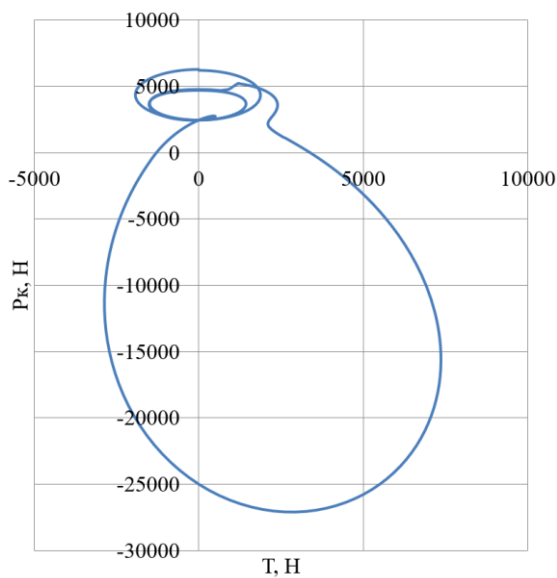
| $\varphi_{кв}$ | Rш.ш., Н | Rк.ш1(5), Н | Rк.ш2(4), Н | Rк.ш3, Н | $\varphi_{кв}$ | Rш.ш., Н | Rк.ш1(5), Н | Rк.ш2(4), Н | Rк.ш3, Н |
|----------------|-------------|----------------|----------------|-------------|----------------|-------------|----------------|----------------|-------------|
| 0 | 21766,18 | 17012,583 | 0 | 1,68E-12 | 370 | 4813,797 | 8510,6763 | 9035,826108 | 25951,03 |
| 10 | 21298,22 | 16739,217 | 10238,77657 | 25865,58 | 380 | 6001,64 | 9091,178 | 6841,208156 | 25308,49 |
| 20 | 19936,27 | 15953,546 | 9581,622779 | 25210,26 | 390 | 8468,115 | 10363,015 | 3809,939808 | 24684,46 |
| 30 | 17808,38 | 14759,86 | 7823,369607 | 24586,69 | 400 | 9306,783 | 10759,015 | 2079,027729 | 24188,96 |
| 40 | 15138,8 | 13334,687 | 5263,105179 | 24116,41 | 410 | 8911,112 | 10561,243 | 585,7115352 | 23906,66 |
| 50 | 12276,97 | 11925,55 | 2791,722828 | 23902,9 | 420 | 8223,035 | 10240,714 | 2294,998269 | 23846,99 |
| 60 | 9763,579 | 10826,223 | 3395,684678 | 23986,88 | 430 | 8383,717 | 10262,363 | 4244,306123 | 23916,65 |
| 70 | 8357,853 | 10288,784 | 6054,350338 | 24329,4 | 440 | 9494,438 | 10679,72 | 5262,326308 | 23933,23 |
| 80 | 8564,699 | 10380,785 | 8340,33959 | 24842,62 | 450 | 11131,21 | 11385,681 | 4803,85043 | 23676,69 |
| 90 | 9918,49 | 10937,055 | 9671,918359 | 25450,21 | 460 | 12789,73 | 12183,814 | 2636,538016 | 22957,53 |
| 100 | 11581,46 | 11689,755 | 9946,826857 | 26126,99 | 470 | 14164,2 | 12906,388 | 1743,122671 | 22044,63 |
| 110 | 13045,42 | 12416,421 | 9365,861149 | 26871,08 | 480 | 15133,69 | 13458,817 | 5978,006165 | 21035,43 |
| 120 | 14115,13 | 12991,577 | 8356,206698 | 27615,35 | 490 | 15701,05 | 13815,486 | 10246,07269 | 20593,84 |
| 130 | 14770,46 | 13374,853 | 7556,281519 | 28218,87 | 500 | 15941,88 | 13999,018 | 9663,479769 | 22617,03 |
| 140 | 15081,4 | 13582,532 | 7045,818705 | 28239,9 | 510 | 15812,19 | 13982,838 | 7106,914228 | 25230,38 |
| 150 | 15156,98 | 13660,883 | 6926,520839 | 27448,58 | 520 | 15241,03 | 13729,62 | 6056,449896 | 26677,1 |
| 160 | 15111,5 | 13665,338 | 6948,055049 | 25703,18 | 530 | 15171,19 | 13710,181 | 6434,485514 | 27214,69 |
| 170 | 15041,52 | 13645,464 | 6937,408246 | 23431,02 | 540 | 15140,52 | 13699,754 | 6919,664245 | 27188,23 |
| 180 | 15010,79 | 13634,889 | 6879,451655 | 20862,82 | 550 | 15171,19 | 13710,181 | 7195,42676 | 26915,59 |
| 190 | 15044,47 | 13646,934 | 6812,370775 | 18808,1 | 560 | 15240,98 | 13729,593 | 7278,152733 | 26337,22 |
| 200 | 15123,49 | 13671,286 | 6710,091992 | 19547,31 | 570 | 15286,06 | 13724,306 | 7115,344827 | 25715,29 |
| 210 | 15184,74 | 13674,521 | 6470,859675 | 21460,47 | 580 | 15209,7 | 13644,622 | 6688,425749 | 25057,74 |
| 220 | 15132,72 | 13607,366 | 6011,247197 | 22577,45 | 590 | 14897,26 | 13434,869 | 6092,268438 | 24392,16 |
| 230 | 14854,57 | 13414,666 | 5370,703869 | 22967,61 | 600 | 14239,02 | 13048,368 | 5589,032032 | 23912,29 |
| 240 | 14242,71 | 13050,061 | 4783,543004 | 23072,81 | 610 | 13163,69 | 12468,174 | 5536,930003 | 23885,44 |
| 250 | 13227,24 | 12495,985 | 4641,254805 | 23433,34 | 620 | 11688,76 | 11733,656 | 6071,279999 | 24350,68 |
| 260 | 11822,65 | 11788,412 | 5140,883037 | 24130,31 | 630 | 10003,85 | 10969,006 | 6739,782309 | 25068,83 |
| 270 | 10198,34 | 11041,478 | 5983,239538 | 25053,18 | 640 | 8607,476 | 10395,781 | 6874,528311 | 25693,07 |
| 280 | 8780,144 | 10454,191 | 6670,00105 | 25985,34 | 650 | 8336,835 | 10283,012 | 6910,774374 | 26436,87 |
| 290 | 8258,746 | 10258,565 | 6809,706607 | 26756,79 | 660 | 9687,129 | 10800,039 | 6067,989824 | 26968,31 |
| 300 | 9066,597 | 10582,899 | 6221,11608 | 27297,89 | 670 | 12170,73 | 11883,42 | 4358,639754 | 27285,3 |
| 310 | 10762,87 | 11324,478 | 5019,227492 | 27616,74 | 680 | 15019,13 | 13282,027 | 2379,737445 | 27418,84 |
| 320 | 12483,24 | 12170,521 | 3733,309631 | 27751,04 | 690 | 17682,74 | 14700,88 | 2876,138128 | 27394,08 |
| 330 | 13443,03 | 12718,866 | 3273,17325 | 27656,76 | 700 | 19807,97 | 15891,009 | 5491,174304 | 27224,92 |
| 340 | 12984,37 | 12573,791 | 3947,211741 | 27253,16 | 710 | 21168,8 | 16674,894 | 7948,158614 | 26914,19 |
| 350 | 11294,59 | 11770,956 | 5189,555895 | 26960,34 | 720 | 21636,45 | 16947,718 | 9590,126489 | 26453,5 |
| 360 | 8103,395 | 10181,192 | 7187,089434 | 26519,82 | | | | | |

В таблице 15 приведены силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого вала двигателя на газодизельном цикле.

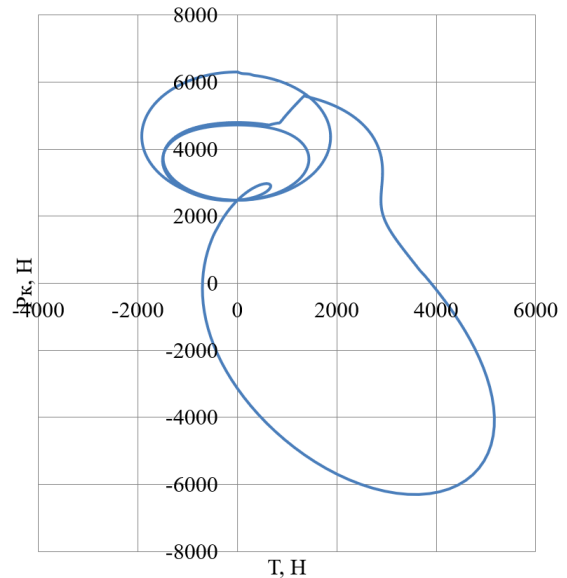
Таблица 15 – Силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого двигателя на газодизельном цикле

| $\varphi_{кв}$ | Рш.ш., Н | Рк.ш1(5), Н | Рк.ш2(4), Н | Рк.ш3, Н | $\varphi_{кв}$ | Рш.ш., Н | Рк.ш1(5), Н | Рк.ш2(4), Н | Рк.ш3, Н |
|----------------|-------------|----------------|----------------|-------------|----------------|-------------|----------------|----------------|-------------|
| 0 | 664,0803 | 2E-14 | 671,148 | 0 | 370 | 24823,11 | 0,906 | 614,321 | 24695,9 |
| 10 | 652,9433 | -24,464 | 614,321 | 474,736 | 380 | 28901,5 | 2,7514 | 615,36 | 26799,7 |
| 20 | 620,3813 | -51,4 | 615,36 | 439,053 | 390 | 27178,05 | 6,8203 | 616,372 | 22374,9 |
| 30 | 568,9254 | -83,196 | 616,372 | 383,545 | 400 | 21165 | 14,956 | 616,568 | 14523,3 |
| 40 | 502,7594 | -122,2 | 616,568 | 332,206 | 410 | 15221,36 | 29,529 | 615,342 | 7889,88 |
| 50 | 427,7592 | -171,05 | 615,342 | 318,439 | 420 | 11297,01 | 53,075 | 612,565 | 3705,66 |
| 60 | 351,7636 | -233,32 | 612,565 | 357,13 | 430 | 8788,929 | 87,604 | 608,685 | 2065,8 |
| 70 | 285,2265 | -314,54 | 608,685 | 425,807 | 440 | 7104,643 | 133,66 | 604,52 | 3834,85 |
| 80 | 241,2335 | -423,61 | 604,52 | 494,15 | 450 | 5944,89 | 189,39 | 600,902 | 6882,37 |
| 90 | 229,968 | -574,18 | 600,902 | 543,357 | 460 | 5127,582 | 249,9 | 599,28 | 10894,3 |
| 100 | 247,7228 | -785,85 | 599,28 | 565,806 | 470 | 4539,875 | 307,32 | 607,045 | 15705 |
| 110 | 279,9063 | -1084,4 | 607,045 | 562,038 | 480 | 4110,637 | 351,69 | 656,69 | 21306,1 |
| 120 | 314,1822 | -1499,8 | 656,69 | 361,536 | 490 | 3794,524 | 372,69 | 842,26 | 27710,1 |
| 130 | 344,2041 | -2056,9 | 842,26 | 326,425 | 500 | 3562,528 | 361,91 | 1323,06 | 31721,9 |
| 140 | 367,6889 | -2746,8 | 1323,06 | 289,784 | 510 | 2772,609 | 315,05 | 2276,23 | 29293,3 |
| 150 | 384,4851 | -3442,9 | 2276,23 | 259,145 | 520 | 713,3496 | 233,4 | 3837,49 | 21642,9 |
| 160 | 395,3853 | -3721 | 3837,49 | 237,49 | 530 | 529,9413 | 124,28 | 5931,63 | 15497,5 |
| 170 | 401,4012 | -2793,2 | 5931,63 | 222,894 | 540 | 341,2465 | 2E-13 | 8641,25 | 11413,6 |
| 180 | 403,3107 | -5E-12 | 8641,25 | 210,704 | 550 | 225,7616 | -183,65 | 11794,1 | 8822,99 |
| 190 | 405,6547 | 5182,6 | 11794,1 | 199,428 | 560 | 222,6899 | 46,553 | 13872,3 | 7096,7 |
| 200 | 412,5614 | 11759 | 13872,3 | 191,735 | 570 | 217,2336 | -423,61 | 13073,2 | 5898,22 |
| 210 | 423,7574 | 15928 | 13073,2 | 186,34 | 580 | 209,4859 | -5E-12 | 10150,1 | 5047,93 |
| 220 | 439,1194 | 15644 | 10150,1 | 179,717 | 590 | 200,8595 | 4702,6 | 7278,84 | 4434,56 |
| 230 | 459,1557 | 13093 | 7278,84 | 168,293 | 600 | 195,4083 | 2,7514 | 5428,64 | 3986,72 |
| 240 | 485,7068 | 10670 | 5428,64 | 149,728 | 610 | 200,5813 | 351,69 | 4291,01 | 3656,25 |
| 250 | 523,0074 | 8704,4 | 4291,01 | 122,944 | 620 | 224,7333 | 233,4 | 3562,94 | 3408,56 |
| 260 | 579,4402 | 7095,3 | 3562,94 | 89,3863 | 630 | 271,4833 | 124,28 | 3088,86 | 2593,86 |
| 270 | 670,5188 | 5782,2 | 3088,86 | 73,9668 | 640 | 337,941 | 2E-13 | 2773,64 | 491,926 |
| 280 | 823,7013 | 4702,6 | 2773,64 | 153,064 | 650 | 417,9634 | -183,65 | 2558,82 | 248,565 |
| 290 | 1085,678 | 3804 | 2558,82 | 349,732 | 660 | 504,7881 | 46,553 | 2408,51 | 20,865 |
| 300 | 1533,988 | 3044,7 | 2408,51 | 725,349 | 670 | 591,834 | -423,61 | 2300,85 | 233,99 |
| 310 | 2297,637 | 2392,7 | 2300,85 | 1429,04 | 680 | 672,9186 | -5E-12 | 2222,82 | 344,645 |
| 320 | 3589,959 | 1823 | 2222,82 | 2721,32 | 690 | 742,4656 | 4702,6 | 1856,81 | 455,234 |
| 330 | 5728,022 | 1057,6 | 1856,81 | 4994,07 | 700 | 795,7668 | 2,7514 | 850,242 | 552,02 |
| 340 | 9000,501 | 135,8 | 850,242 | 8617,94 | 710 | 829,243 | 351,69 | 764,063 | 621,901 |
| 350 | 13273,96 | 41,933 | 764,063 | 13403,9 | 720 | 664,0803 | 0 | 671,148 | 478,968 |
| 360 | 18544,33 | 4E-14 | 671,148 | 18971,8 | | | | | |

На рисунке 16 приведено сравнение суммарной силы, действующую на шатунную шейку в полярных координатах. А на рисунке 17 приведено сравнение суммарных сил, действующих на 1-ю коренную шейку в полярных координатах.

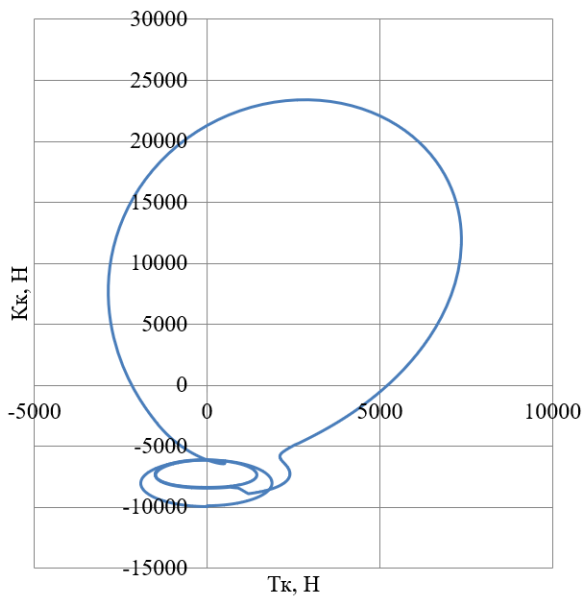


а)

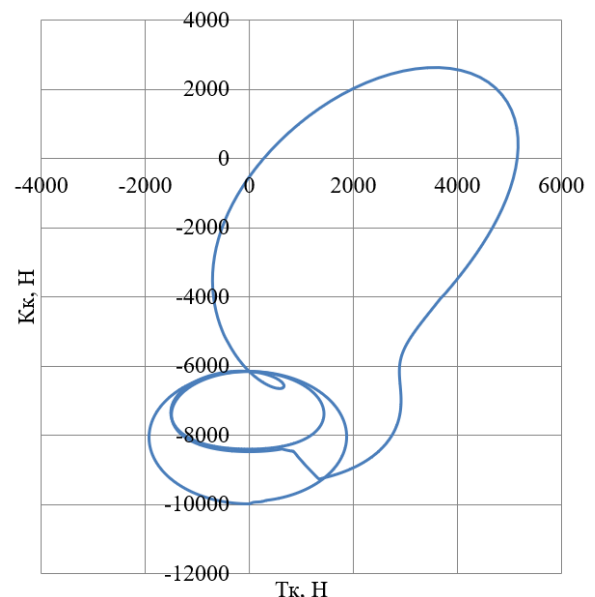


б)

Рисунок 16 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку в полярных координатах: (а) на дизельном топливе; (б) на газодизельном цикле



а)



б)

Рисунок 17 – Суммарные силы, действующие на 1-ю коренную шейку в полярных координатах: (а) на дизельном топливе; (б) на газодизельном цикле

Выводы по 3-му разделу

Переход на альтернативное топливо, двухтопливная работа двигателя, КПГ подается во впускной трубопровод, а воспламеняется запальной дозой дизельного топлива – такой цикл позволяет значительно снизить нагрузки на кривошипно-шатунный механизм.

4 Анализ токсичности отработавших газов и эффективных показателей для газодизельного двигателя, полученных на виртуальной модели

Анализ токсичности отработавших газов при работе одноцилиндрового газодизельного двигателя проводился по модели, представленной на рисунке 18, 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.

Для моделирования сгорания дизельного топлива с предварительным впрыском, используется расширенная подмодель Вибе для дизельного двигателя. Расширенная модель имеет дело только с разделенным впрыском, состоящим из двух частей: предварительным и основным впрыском.

Сначала модель проверяется, чтобы увидеть, разделена ли скорость впрыска топлива на две отдельные части. Если впрыск однократный, модель предварительным горения будет отключена. Если впрыск состоит из двух или более отдельных частей, модель будет определять время начала и соотношения массы топлива в предварительной и основной фазе впрыска. Затем предполагается, что все топливо, впрыскиваемое предварительно, сгорает как по модели гомогенного горения, а все топливо основного впрыска – как диффузионное горение с диффузионным догоранием. Две отдельные функции Вибе используются для предварительного и основного сгорания. Масса топлива горит в соответствии с нормализованной площадью под кривой впрыска для каждой фазы сгорания.

Для сгорания с предварительным впрыском задержка зажигания имеет те же параметры, что и для стандартной дизельной подмодели сгорания Вибе. Для основного сгорания нет задержки зажигания. Все параметры модели, включая формы и продолжительность горения, такие же, как у стандартной дизельной подмодели Вибе.

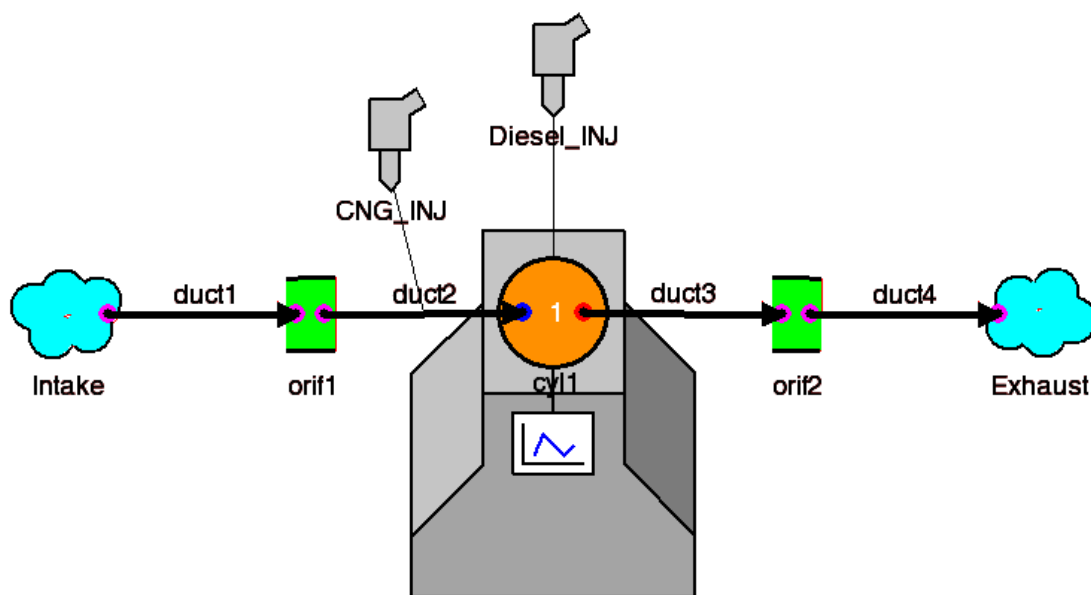


Рисунок 18 – Структура модели виртуального газодизельного двигателя

Это расширение модели предназначено для предоставления простого инструмента для сгорания дизельного топлива с предварительным впрыском. У него есть следующие ограничения, а именно: если разделенный впрыск, состоящий из двух частей, состоит из основного впрыска и дополнительного впрыска (случай 1), или небольшое количество топлива впрыскивается в течение периода предварительного впрыска (случай 2), фактически комбинированные модели скоростей горения предварительно смешанного и диффузионного типа могут происходить в период основного впрыска. Однако эта модель сгорания дизельного топлива с предварительным впрыском может обеспечить либо единственный пик горения предварительно смешанного топлива для случая (1), либо простую кривую диффузионного горения для случая (2). В этих двух ситуациях результаты этой модели с

предварительным впрыском хуже, чем исходная подмодель дизельного топлива Вибе с однократным впрыском топлива.

Кроме того, в случае отдельного впрыска основная фаза сгорания всегда имеет некоторую задержку зажигания, но в данной модели это игнорируется.

Многотопливное (двухтопливное) сгорание и модель Вибе

При многотопливном сгорании каждое топливо должно быть настроено на предварительное смешивание или без предварительного смешивания в соответствии с его смешиванием с воздухом для сгорания в цилиндре. В настоящее время пользователь может установить только одно топливо как «предварительно смешанное (гомогенное)». Используются входные данные модели горения Мульти-Вибе, но вместо сборки одного профиля горения из кривых, многотопливное сжигание объединяет два независимых профиля горения (горение с предварительным смешиванием и сгорания без предварительного смешивания) из входных кривых.

Также проведен расчет скоростных характеристики газодизельного двигателя при коэффициенте избытка воздуха около 1 и около 1.4, представлены в таблицах 16 и 17.

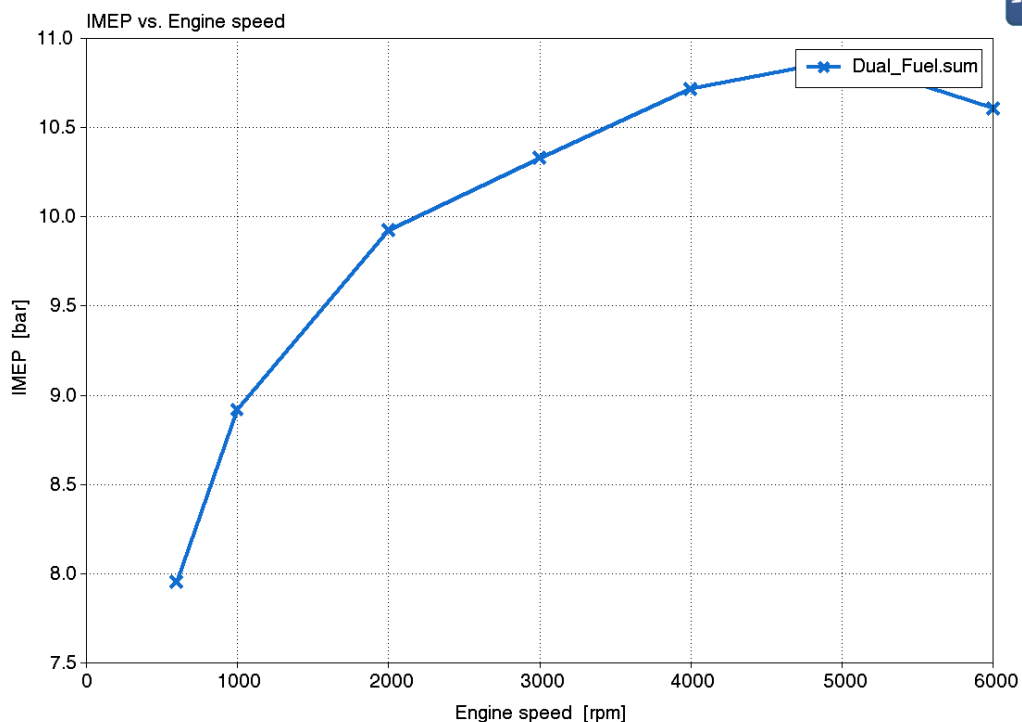
Таблица 16 – Скоростные характеристики газодизельного двигателя при коэффициенте избытка воздуха около 1

| Скорость двигателя | rpm | 6000 | 4999 | 4000 | 3000 | 2000 | 999 | 600 |
|---|---------|-----------|-----------|-----------|-----------|------------|-------------|-------------|
| Массовый расход воздуха | kg/hr | 72.5629 | 59.6544 | 45.7974 | 33.0008 | 21.6936 | 10.4386 | 6.0567 |
| Обратный поток (закрытие) | % | 1.59442 | 3.50925 | 6.39016 | 8.51667 | 9.05093 | 11.6796 | 14.3313 |
| Обратный поток (перекрытие) | % | 0.045761 | 0.112517 | 0.195364 | 0.0105429 | 0.0653229 | 0.0703322 | 0.036648 |
| Начало горения | deg | -10.217 | -10.217 | -10.217 | -10.217 | -10.217 | -10.217 | -10.217 |
| Максимальная скорость повышения давления | bar/deg | 1.63925 | 1.62031 | 1.57782 | 1.51919 | 1.48141 | 1.37637 | 1.32224 |
| Воздухо-топливное соотношение A/F (Дизельное топливо) | | 14.5587 | 14.5352 | 14.3296 | 14.2213 | 14.3522 | 14.4377 | 14.2416 |
| Массовый расход топлива (ДТ) | kg/hr | 0.2 | 0.1667 | 0.1333 | 0.1 | 0.0667 | 0.0333 | 0.02 |
| Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива (ДТ) | deg | 2.70772 | 2.70772 | 2.70772 | 2.74259 | 2.75568 | 2.77739 | 2.78294 |
| Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива (ДТ) | deg | 7.85833 | 7.85833 | 7.85833 | 7.84354 | 7.81129 | 7.78894 | 7.78735 |
| Воздухо-топливное соотношение A/F (КПГ) | | 16.4282 | 16.4017 | 16.1697 | 16.0475 | 16.1952 | 16.2917 | 16.0704 |
| Массовый расход топлива (КПГ) | kg/hr | 4.24155 | 3.49046 | 2.71486 | 1.96862 | 1.28094 | 0.611679 | 0.359381 |
| Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива (КПГ) | deg | 11.1225 | 11.1225 | 11.1225 | 11.1251 | 11.1335 | 11.1368 | 11.1368 |
| Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива (КПГ) | deg | 31.1528 | 31.1528 | 31.1528 | 31.1412 | 31.1443 | 31.1381 | 31.1377 |
| GMEP | bar | 11.606 | 11.4093 | 10.9611 | 10.4374 | 9.9628 | 8.92902 | 7.95915 |
| Скорость теплопередачи | W | 8482.44 | 7095.81 | 5752.68 | 4527.9 | 3374.63 | 2201.54 | 1678.77 |
| IMEP | bar | 10.6064 | 10.879 | 10.7156 | 10.3308 | 9.92499 | 8.92019 | 7.95611 |
| Перекрытие клапана | deg | 75 | 75 | 75 | 75 | 75 | 75 | 75 |
| Максимальное давление | bar | 51.686 | 50.8835 | 49.111 | 47.1519 | 45.6728 | 42.9908 | 41.4773 |
| PMEP | bar | -0.999569 | -0.530294 | -0.245417 | -0.106541 | -0.0378068 | -0.00883244 | -0.00303563 |
| Объемный коэффициент наполнения | - | 0.920528 | 0.912754 | 0.879955 | 0.854217 | 0.831378 | 0.804978 | 0.779657 |
| Объемный коэффициент наполнения (только воздух) | - | 0.869775 | 0.86251 | 0.831043 | 0.80631 | 0.785743 | 0.761039 | 0.73668 |
| Остаточная газовая фракция | % | 3.53224 | 3.81169 | 4.11642 | 4.19092 | 4.53876 | 5.05719 | 5.52837 |
| Время максимального давления | deg | 20.2703 | 20.2822 | 20.1768 | 20.0803 | 20.0689 | 19.8501 | 19.4579 |
| Объемный КПД | - | 0.881319 | 0.869445 | 0.834355 | 0.801627 | 0.790444 | 0.760695 | 0.735622 |

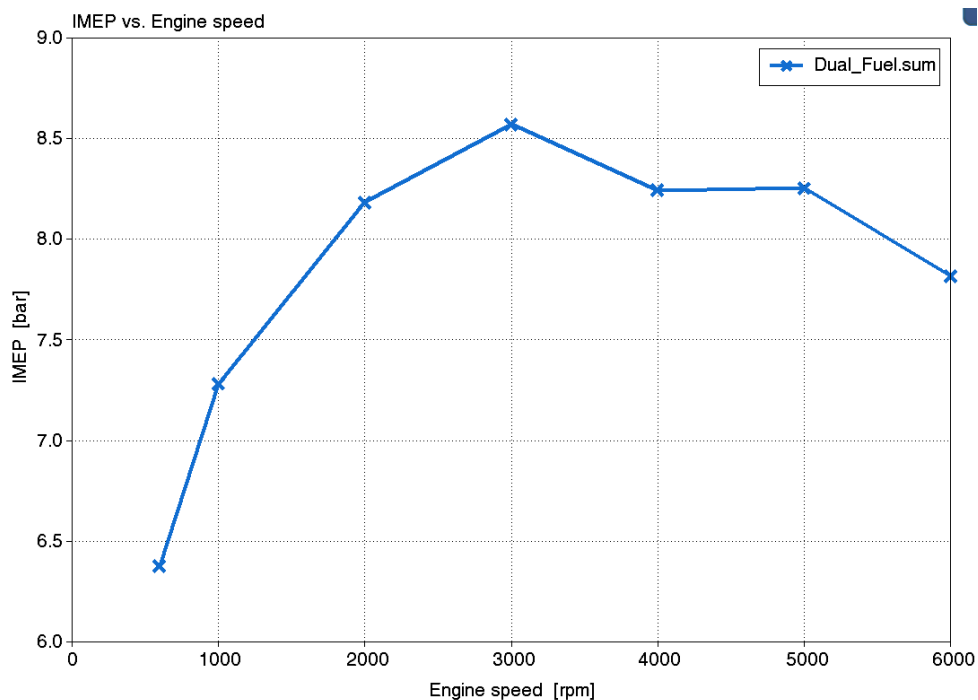
Таблица 17 – Скоростные характеристики газодизельного двигателя при коэффициенте избытка воздуха около 1.4

| Скорость двигателя | rpm | 6000 | 4999 | 4000 | 3000 | 2000 | 999 | 600 |
|---|---------|-----------|-------------|-----------|------------|------------|------------|-------------|
| Массовый расход воздуха | kg/hr | 74.4809 | 61.4354 | 47.1684 | 33.8962 | 22.2289 | 10.6667 | 6.20565 |
| Обратный поток (закрытие) | % | 1.7388 | 3.74385 | 6.6947 | 8.78134 | 9.37148 | 12.1296 | 14.8804 |
| Обратный поток (перекрытие) | % | 0.170278 | 0.000727677 | 0.13754 | 0.011637 | 0.0262012 | 0.0432283 | 0.0430298 |
| Начало горения | deg | -10.217 | -10.217 | -10.217 | -10.217 | -10.217 | -10.217 | -10.217 |
| Максимальная скорость повышения давления | bar/deg | 2.16146 | 2.22701 | 2.19765 | 2.24224 | 2.4517 | 2.70827 | 2.7902 |
| Воздухо-топливное соотношение А/Ф (Дизельное топливо) | | 23.6345 | 23.1079 | 22.4816 | 20.4704 | 20.4662 | 19.8451 | 19.6281 |
| Массовый расход топлива (ДТ) | kg/hr | 0.4 | 0.35 | 0.28 | 0.22 | 0.15 | 0.08 | 0.05 |
| Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива (ДТ) | deg | 2.70772 | 2.70772 | 2.70772 | 2.72369 | 2.75162 | 2.7751 | 2.78078 |
| Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива (ДТ) | deg | 7.85833 | 7.85833 | 7.85833 | 7.78925 | 7.80483 | 7.78868 | 7.78792 |
| Воздухо-топливное соотношение А/Ф (КПГ) | | 26.6694 | 26.0752 | 25.3685 | 23.099 | 23.0944 | 22.3934 | 22.1486 |
| Массовый расход топлива (КПГ) | kg/hr | 2.43933 | 2.04715 | 1.61215 | 1.27347 | 0.830123 | 0.405916 | 0.236115 |
| Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива (КПГ) | deg | 11.1225 | 11.1225 | 11.1225 | 11.1301 | 11.1336 | 11.1352 | 11.1363 |
| Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива (КПГ) | deg | 31.1528 | 31.1528 | 31.1528 | 31.1429 | 31.1445 | 31.1392 | 31.1377 |
| GMEP | bar | 8.63597 | 8.6737 | 8.44706 | 8.66854 | 8.22083 | 7.28991 | 6.38207 |
| Скорость теплопередачи | W | 5770.83 | 4956.14 | 4116.28 | 3623.84 | 2744.8 | 1858.02 | 1415.89 |
| IMEP | bar | 7.81767 | 8.25406 | 8.2429 | 8.56946 | 8.18165 | 7.28031 | 6.37874 |
| Перекрытие клапана | deg | 75 | 75 | 75 | 75 | 75 | 75 | 75 |
| Максимальное давление | bar | 55.6784 | 55.3721 | 53.5027 | 53.2034 | 51.7934 | 49.3078 | 46.9136 |
| PMEP | bar | -0.818301 | -0.419643 | -0.204151 | -0.0990843 | -0.0391743 | -0.0095961 | -0.00333456 |
| Объемный коэффициент наполнения | - | 0.930341 | 0.924896 | 0.89004 | 0.86062 | 0.841203 | 0.810366 | 0.783424 |
| Объемный коэффициент наполнения (только воздух) | - | 0.900903 | 0.895201 | 0.860848 | 0.829541 | 0.811297 | 0.781146 | 0.755456 |
| Остаточная газовая фракция | % | 3.40736 | 3.44718 | 3.77107 | 3.70424 | 3.90416 | 4.32437 | 4.64539 |
| Время максимального давления | deg | 15.2817 | 15.3812 | 15.5114 | 15.8868 | 15.6019 | 15.0643 | 14.4301 |
| Объемный КПД | - | 0.904614 | 0.895403 | 0.859331 | 0.823379 | 0.80995 | 0.777318 | 0.753712 |

На рисунке 19 представлено среднее индикаторное давление при работе на газодизельном топливе при коэффициенте избытка воздуха около 1 и около 1.4.



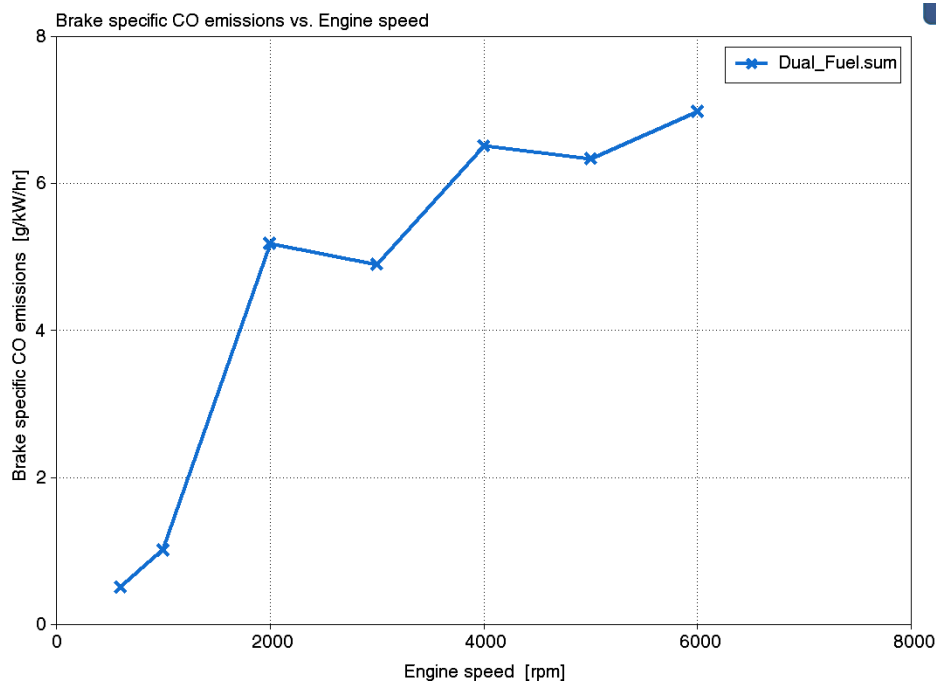
При коэффициенте избытка воздуха около 1



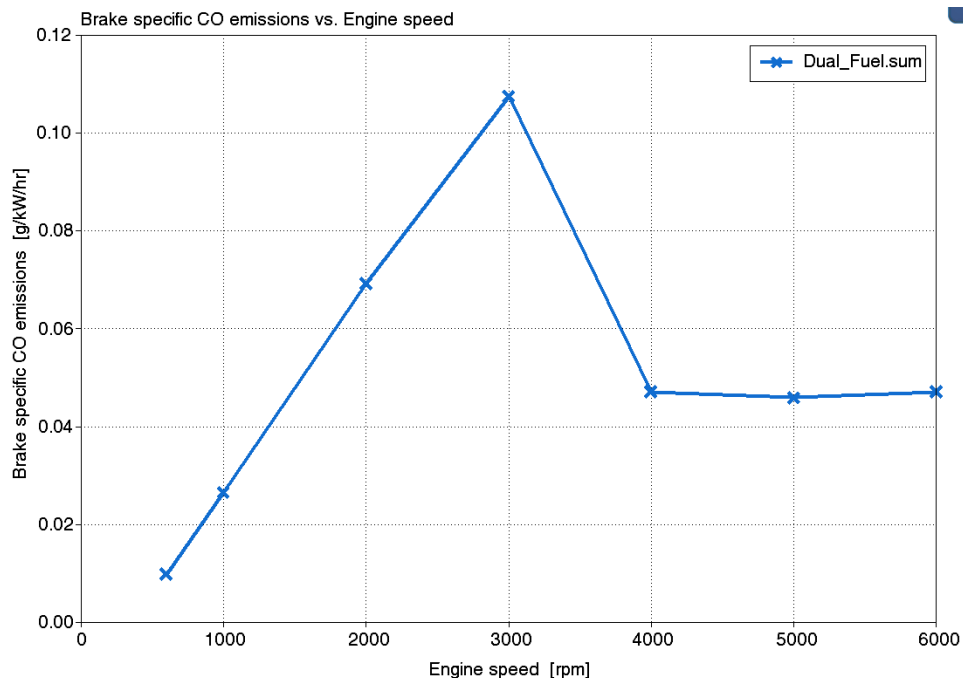
При коэффициенте избытка воздуха около 1,4

Рисунок 19 – Среднее индикаторное давление при работе на газодизельном топливе при коэффициенте избытка воздуха около 1 и около 1.4.

На рисунке 20 представлена зависимость удельных выбросов по CO в г/кВт ч от частоты вращения при работе на газодизельном топливе при коэффициенте избытка воздуха около 1 и около 1.4.



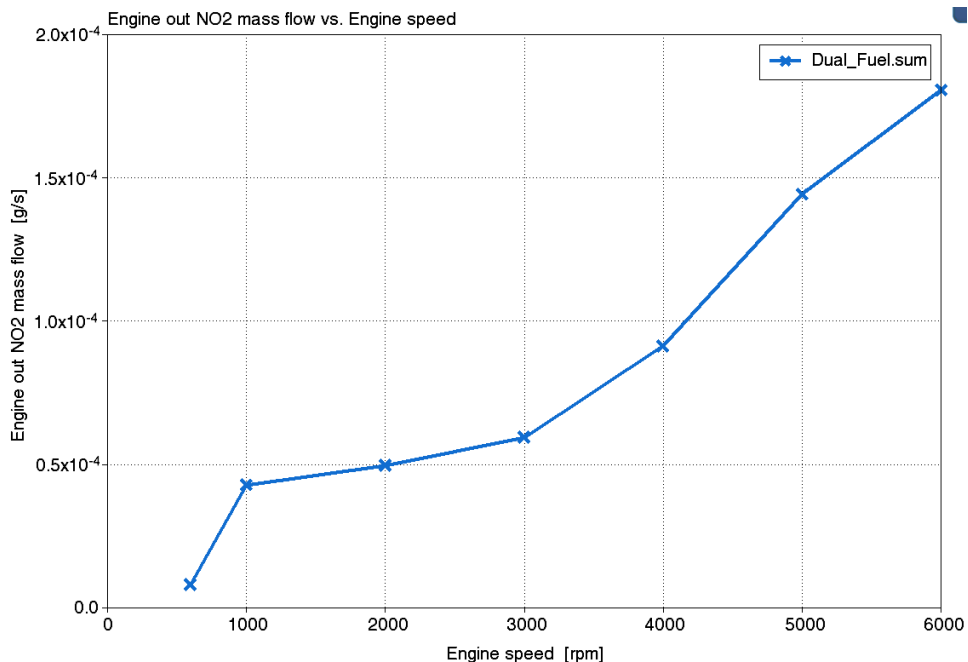
При коэффициенте избытка воздуха около 1



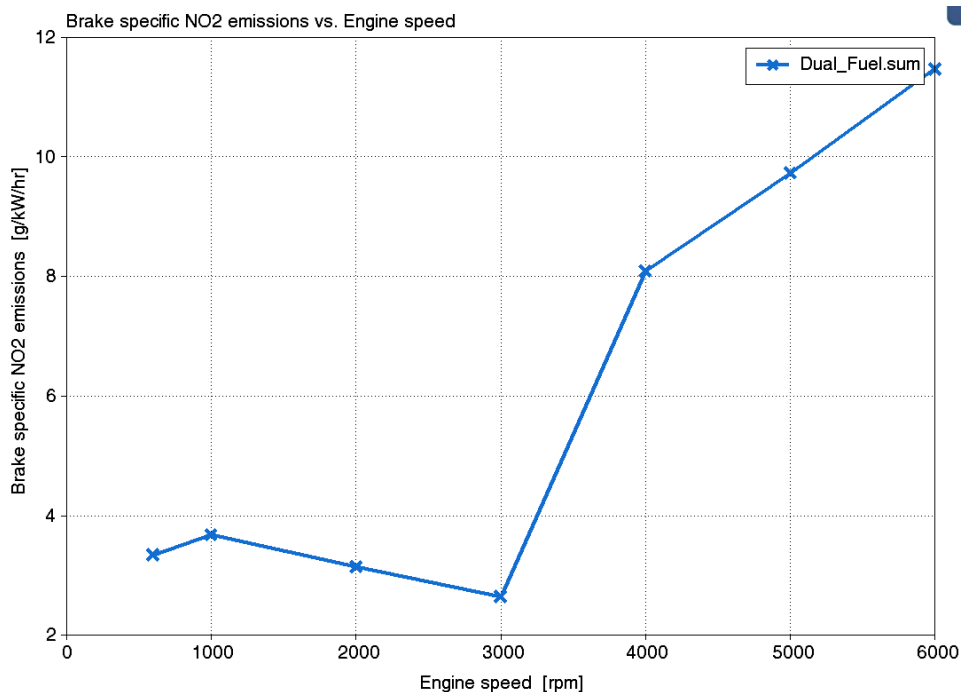
При коэффициенте избытка воздуха около 1,4

Рисунок 20 – Зависимость удельных выбросов по CO в г/кВт ч от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.

На рисунке 18 представлен график удельных выбросов по NO_2 в г/кВт ч от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.



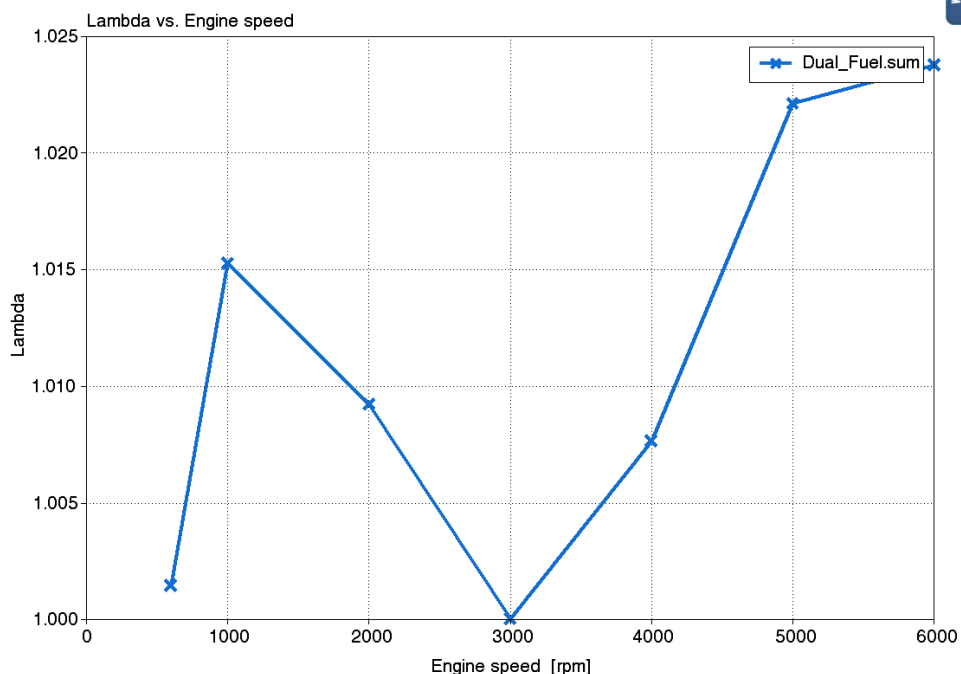
При коэффициенте избытка воздуха около 1



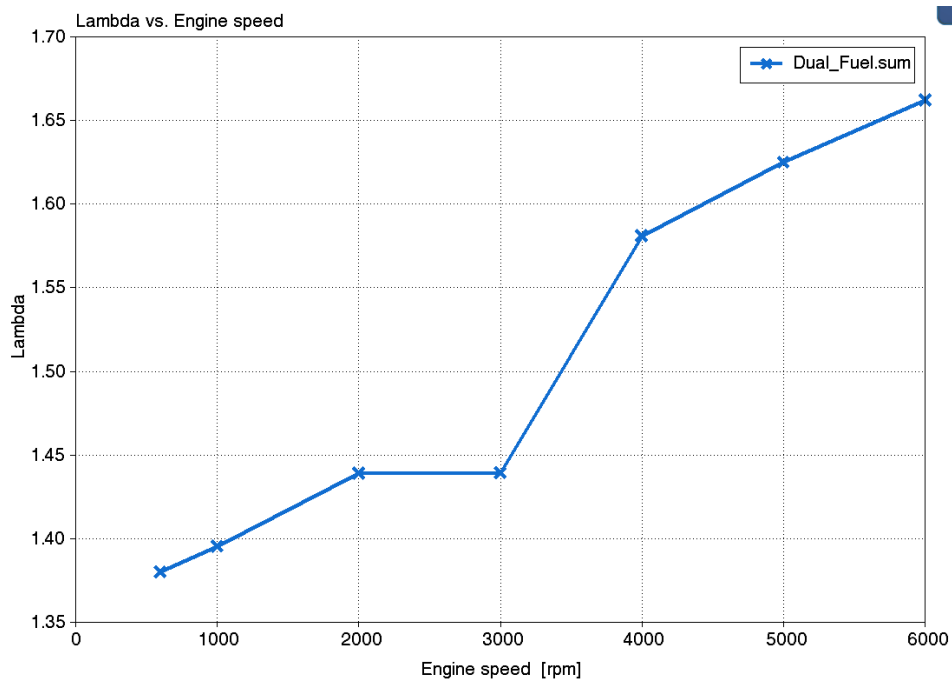
При коэффициенте избытка воздуха около 1,4

Рисунок 18 – Зависимость удельных выбросов по NO_2 в г/кВт ч от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.

На рисунке 19 представлена зависимость коэффициента избытка воздуха от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.



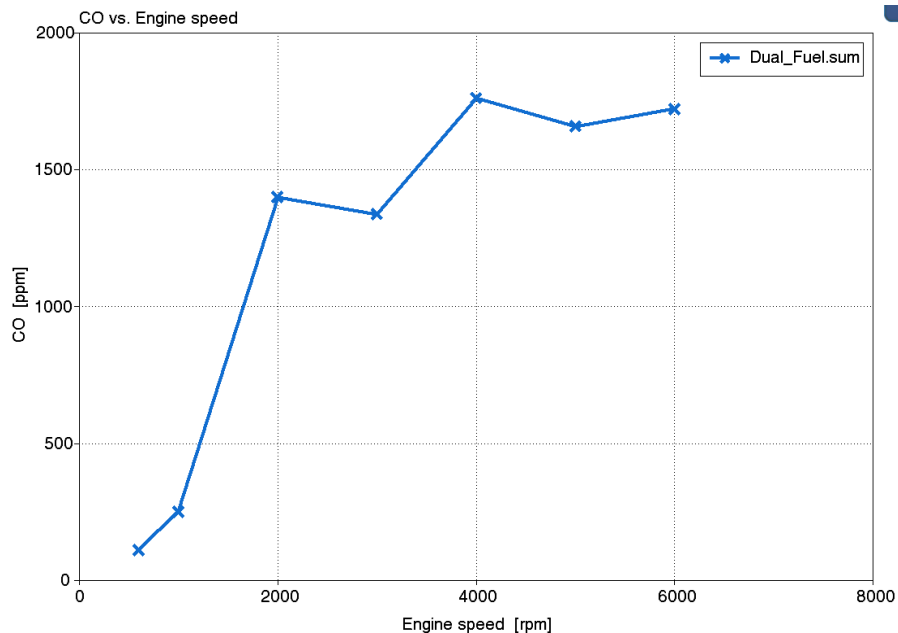
При коэффициенте избытка воздуха около 1



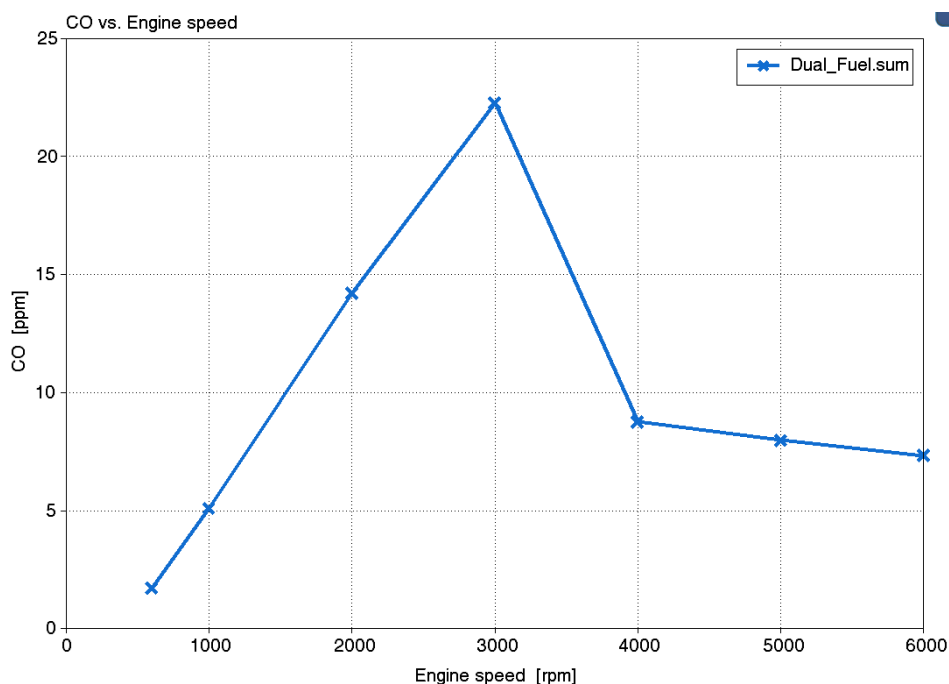
При коэффициенте избытка воздуха около 1,4

Рисунок 19 – Зависимость удельных выбросов по СН в г/кВт ч от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.

На рисунке 20 представлена зависимость концентрации CO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.



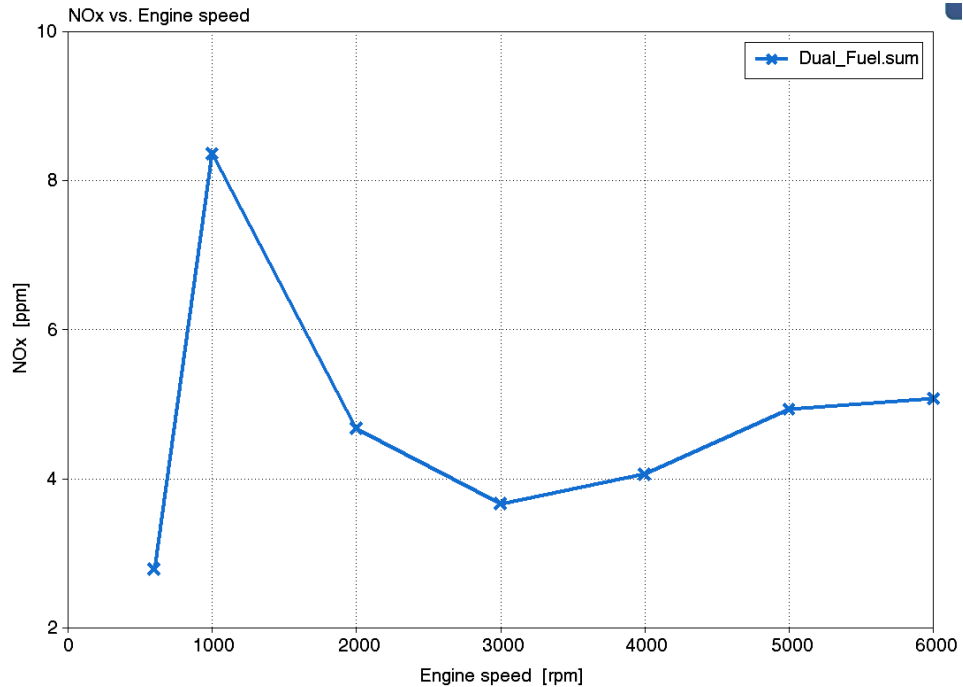
При коэффициенте избытка воздуха около 1



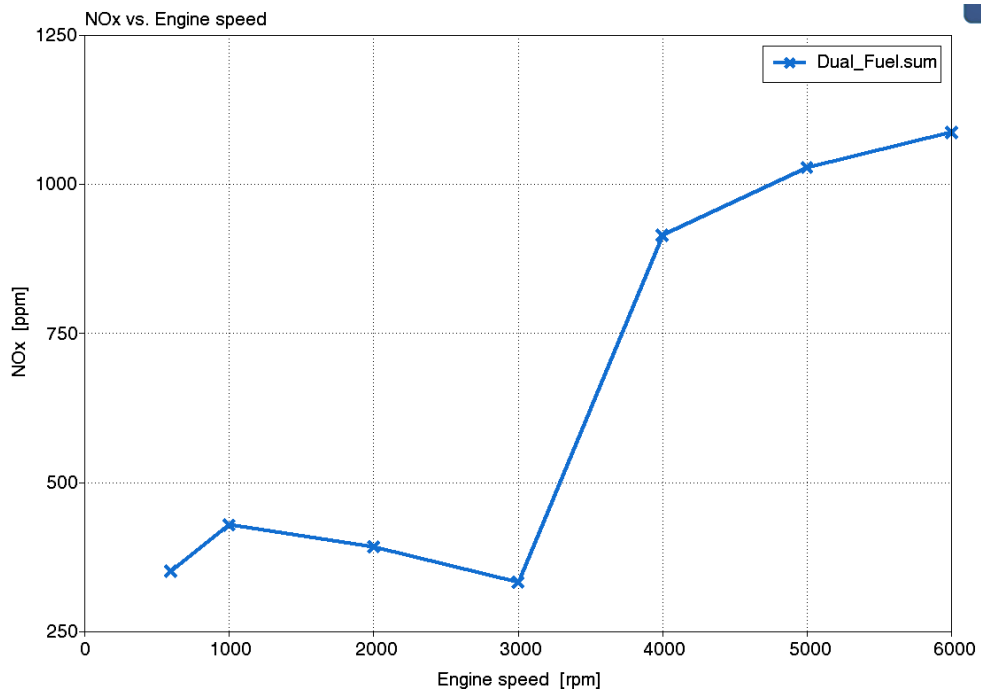
При коэффициенте избытка воздуха около 1,4

Рисунок 20 – Зависимость концентрации CO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.

На рисунке 21 представлена зависимость концентрации NO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.



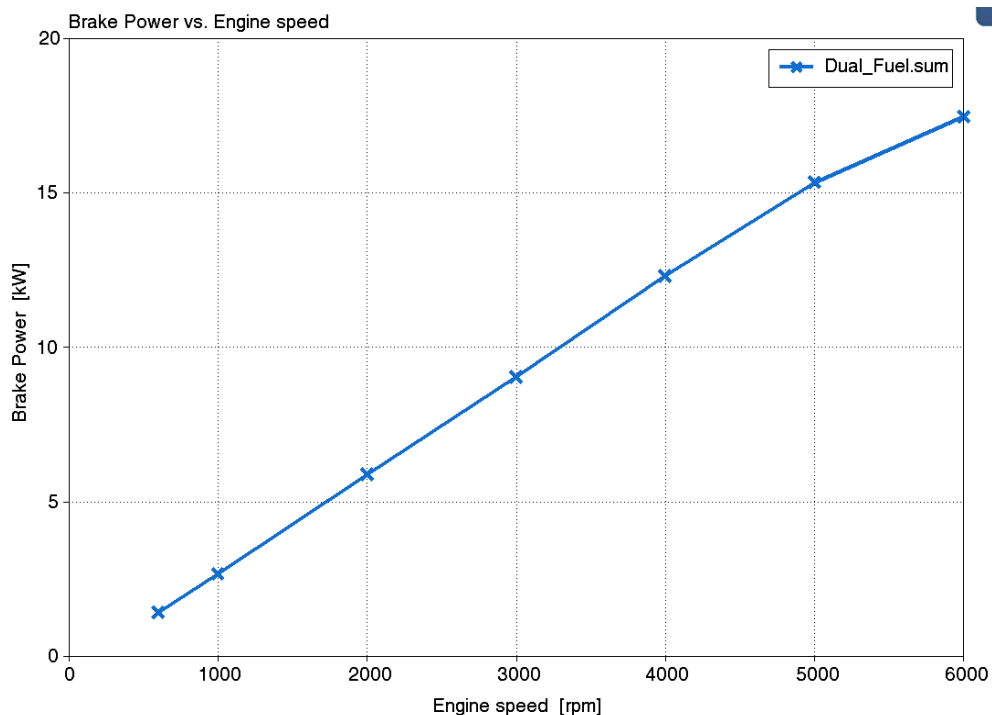
При коэффициенте избытка воздуха около 1



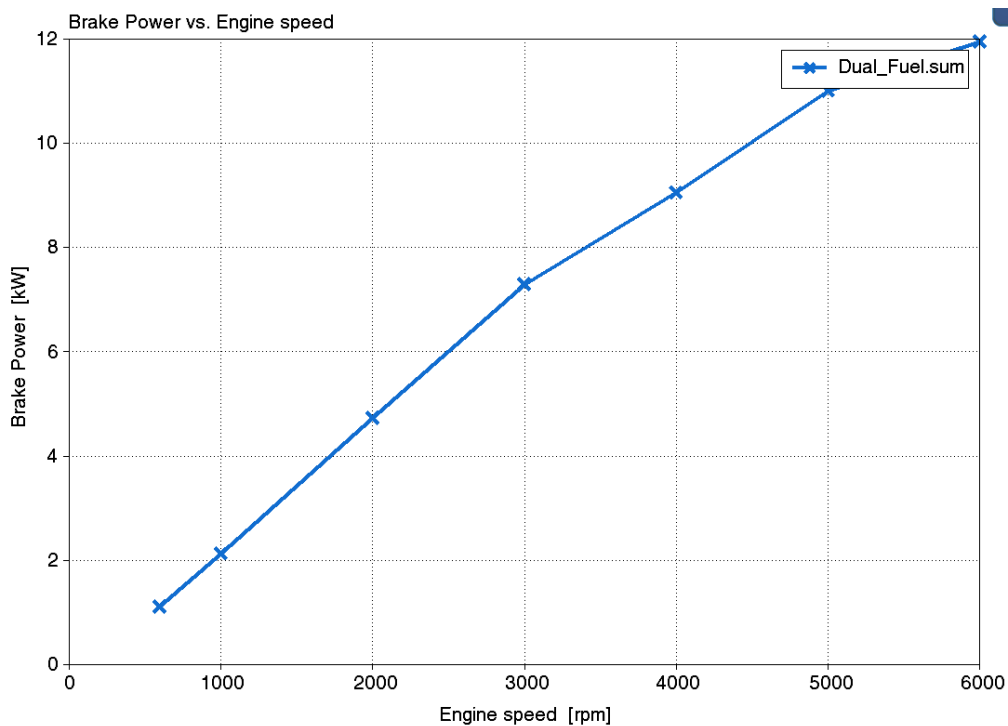
При коэффициенте избытка воздуха около 1,4

Рисунок 21 – Зависимость концентрации NO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.

На рисунке 22 представлена эффективная мощность в кВт при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.



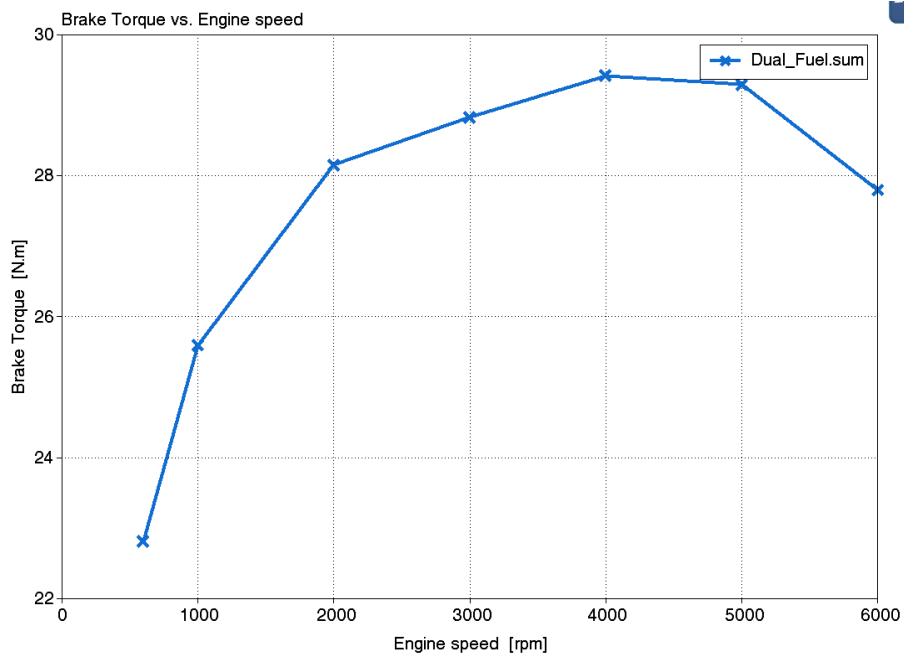
При коэффициенте избытка воздуха около 1



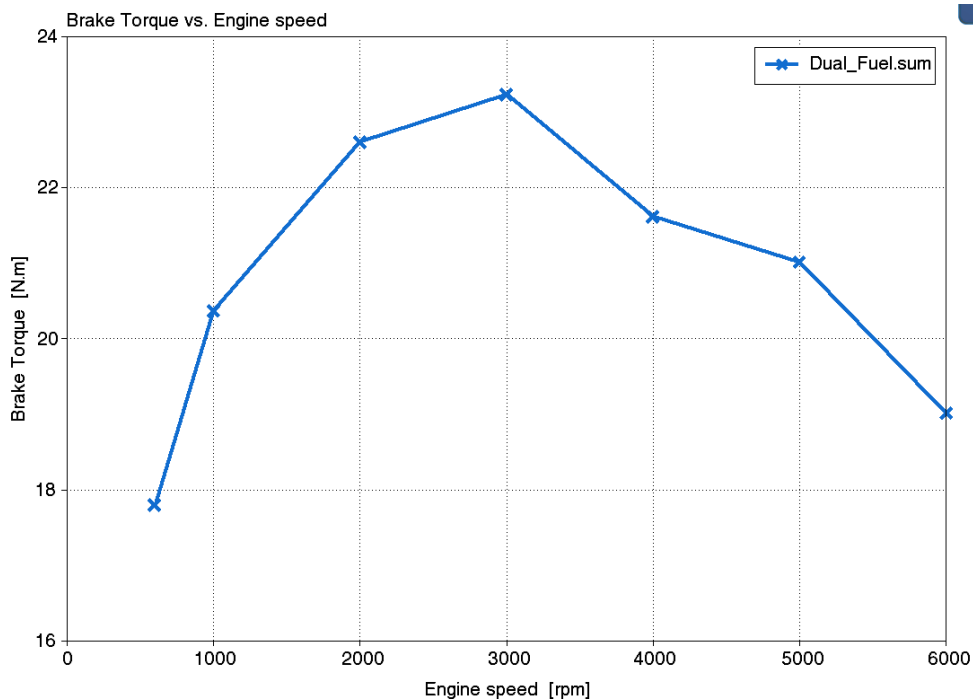
При коэффициенте избытка воздуха около 1.4

Рисунок 22 – Средняя эффективная мощность в кВт при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.

На рисунке 23 представлен средний эффективный крутящий момент двигателя в (Н м) при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.



При коэффициенте избытка воздуха около 1



При коэффициенте избытка воздуха около 1,4

Рисунок 23 – Средний эффективный крутящий момент двигателя в (Н м) при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1 и около 1.4.

На рисунке 24 представлены характеристики топливоподачи и процесса сгорания при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1.

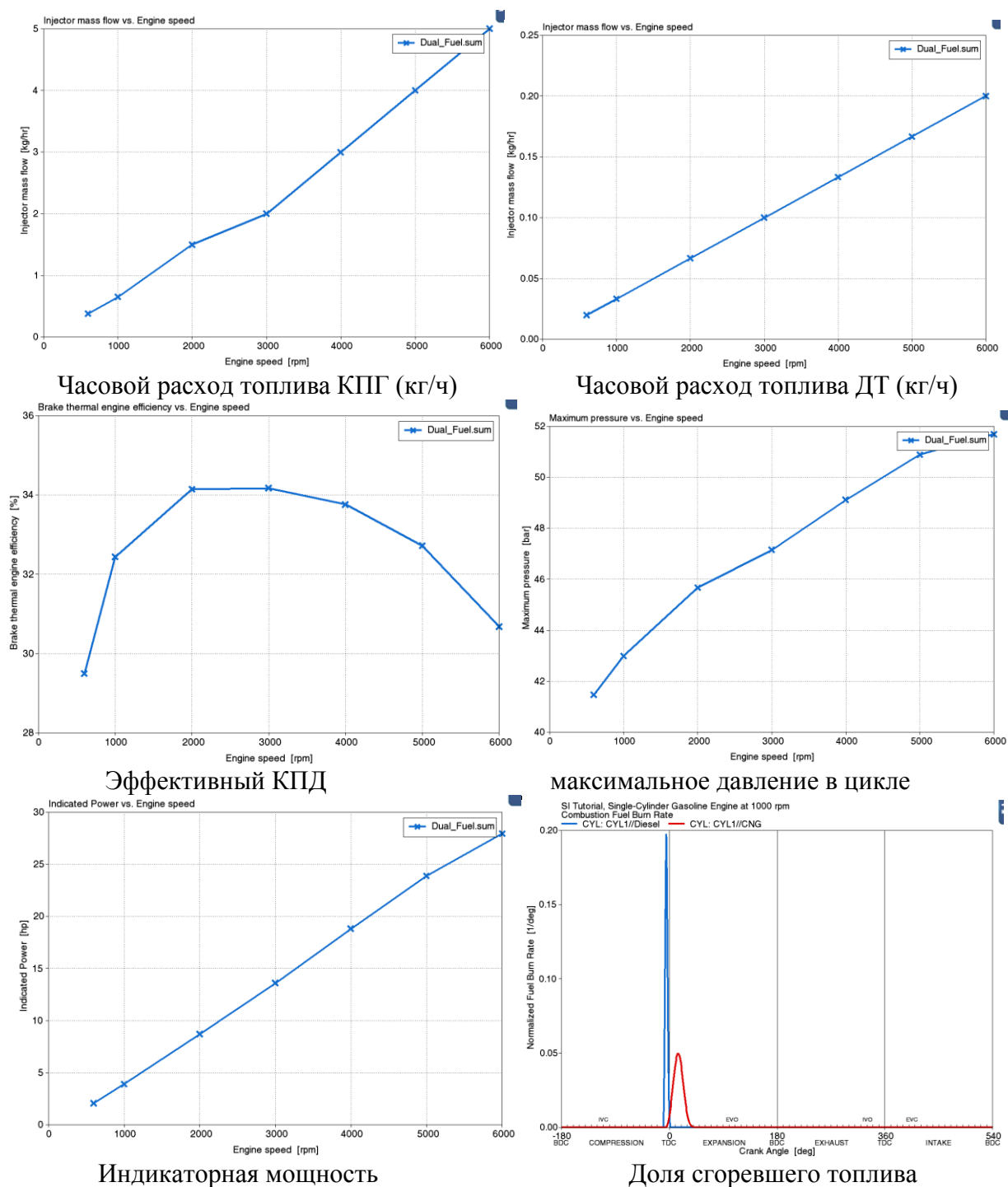


Рисунок 24 – Диаграммы характеристик топливоподачи и процесса сгорания при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1

На рисунке 25 представлены характеристики топливоподачи и процесса сгорания при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1.4.

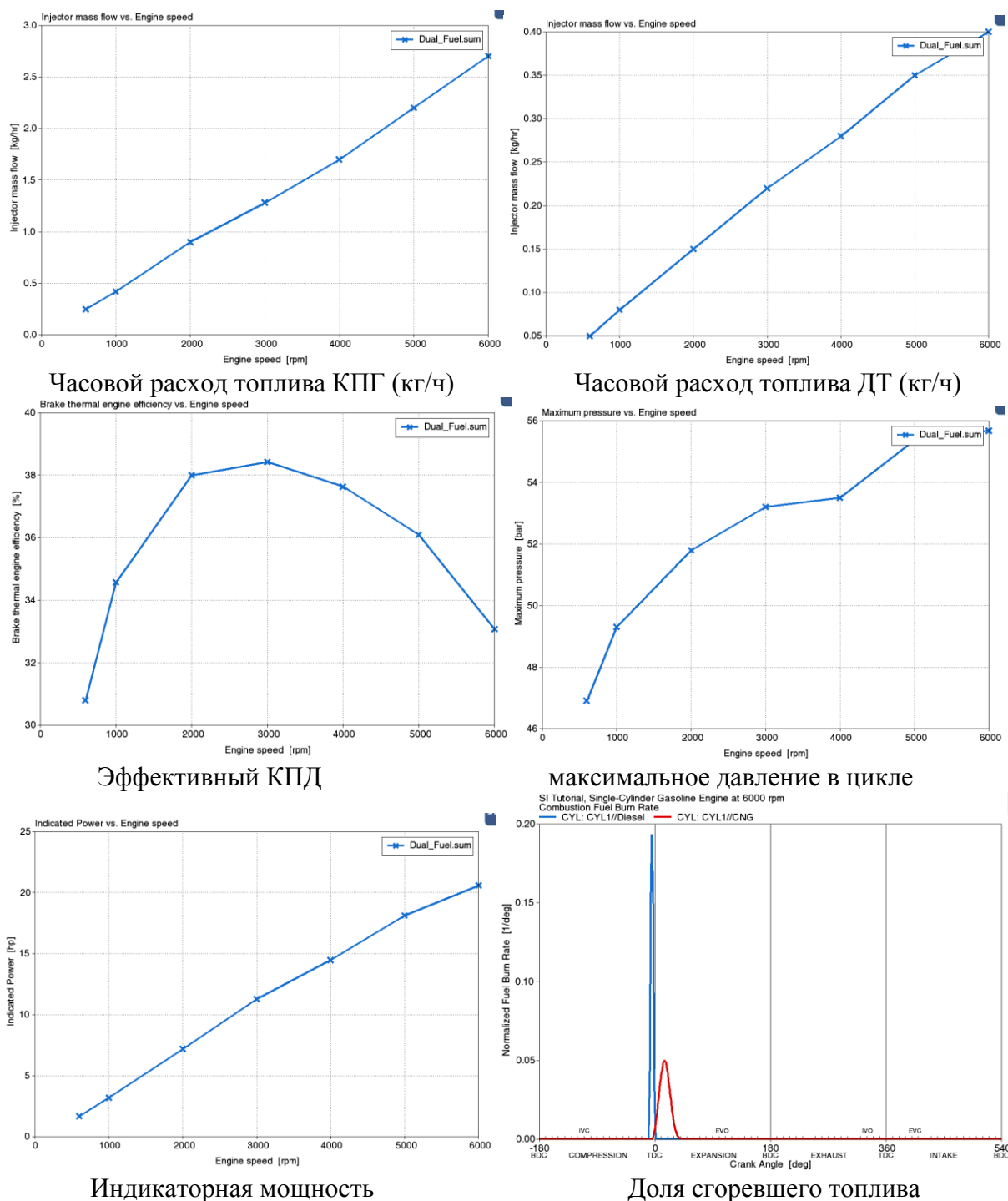


Рисунок 25 – Диаграммы характеристик топливоподачи и процесса сгорания при работе с коэффициентом избытка воздуха около 1.4

Выводы по 4-му разделу

В ходе стационарного моделирования концепция газодизельного цикла была оптимизирована для достижения наилучших характеристик и эффективности с учетом реальных ограничений, таких как температура и давление в камере сгорания, и т. д. В результате была получена полная скоростная характеристика двигателя. Представленные результаты наглядно показывают, что при обеднении смеси и увеличении доли дизельного топлива концентрация оксидов азота значительно увеличивается, что говорит о целесообразности на большинстве режимов пытаться поддерживать стехиометрический состав смеси, а только на режимах низких нагрузок уходить сразу в бедную смесь около 1,8 и ниже для обеспечения низкотоксичного режима работы двигателя. Также видим, что с обеднением смеси растет эффективный КПД цикла.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В бакалаврской работе проведен анализ рабочего процесса газодизельного цикла в дизельном двигателе. Получены основные выводы по работе:

1. Поиск новых топлив с лучшими характеристиками по токсичности для дизельных двигателей при их доступности по цене и объемам производства является важной задачей современных исследований. К таким топливам можно смело отнести компримированный природный газ, подаваемый во впускной коллектор, который может успешно сгорать при впрыске в конце такта сжатия запальной дозы дизельного топлива. Анализ процесса сгорания альтернативного газодизельного топлива и проведен в данной работе на примере трехцилиндрового дизельного двигателя.
2. Представленные результаты наглядно показывают, что при обеднении смеси и увеличении доли дизельного топлива концентрация оксидов азота значительно увеличивается, что говорит о целесообразности на большинстве режимов пытаться поддерживать стехиометрический состав смеси, а только на режимах низких нагрузок уходить сразу в бедную смесь около 1,8 и ниже для обеспечения низкотоксичного режима работы двигателя. Также видим, что с обеднением смеси растет эффективный КПД цикла.

Выводы по первому разделу

Проведённый анализ известных источников показал, перспективность применения двухтопливного режима работы (сжатый природный газ и запальная доза дизельного топлива) Широкие пределы воспламеняемости природного газа позволяют двигателям работать в условиях качественного регулирования нагрузкой в диапазоне составов смесей от стехиометрического до 5 – 6 по коэффициенту избытка воздуха.

Выводы по второму разделу

Проведенные расчеты трёхцилиндрового дизельного двигателя на газодизельном топливе и на дизельном топливе, показали некоторое снижение эффективных показателей работы двигателя при переходе с дизельного топлива на альтернативное топливо – газодизель.

Выводы по 3-му разделу

Переход на альтернативное топливо, двухтопливная работа двигателя, КППГ подается во впускной трубопровод, а воспламеняется запальной дозой дизельного топлива – такой цикл позволяет значительно снизить нагрузки на кривошипно-шатунный механизм.

Выводы по 4-му разделу

В ходе стационарного моделирования концепция газодизельного цикла была оптимизирована для достижения наилучших характеристик и эффективности с учетом реальных ограничений, таких как температура и давление в камере сгорания, и т. д. В результате была получена полная скоростная характеристика двигателя. Представленные результаты наглядно показывают, что при обеднении смеси и увеличении доли дизельного топлива концентрация оксидов азота значительно увеличивается, что говорит о целесообразности на большинстве режимов пытаться поддерживать стехиометрический состав смеси, а только на режимах низких нагрузок уходить сразу в бедную смесь около 1,8 и ниже для обеспечения низкотоксичного режима работы двигателя. Также видим, что с обеднением смеси растет эффективный КПД цикла.

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 Gobbels, 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 Schreckenber 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

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