

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

Институт машиностроения
(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование)

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

Энергетические комплексы и системы управления
(направленность (профиль))

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)

на тему Моделирование характеристик автомобильных ДВС по ездовому
циклу

Обучающийся П.А. Гончаренко
(Инициалы Фамилия) (личная подпись)

Научный руководитель к.т.н., доцент, В.В. Смоленский
(ученая степень, ученое звание, Инициалы Фамилия)

Тольятти 2023

Оглавление

Введение.....	3
Глава 1 Изучение литературы для выявления основных подходов для моделирования характеристик автомобильных ДВС по ездовому циклу	6
1.1 Модельная оптимизация управления и регулирования автомобильного двигателя	6
1.2 Определение дорожной нагрузки автомобиля	10
1.3 Циклы динамометрических испытаний	11
1.4 Метрики и уравнения анализа транспортных средств	16
1.5 Основы тестовых циклов	22
1.6 Циклы шасси-динамометра.....	25
1.7 Циклы двигатель-динамометр.....	28
1.8 Циклы двигатель-динамометр с анализом переходных процессов.....	36
Глава 2 Описание исследуемых моделей двигателя	42
Глава 3 Обзор результатов, полученных на модели четырехцилиндрового двигателя с регулируемой дроссельной заслонкой	46
Заключение.....	67
Список используемых источников.....	69

Введение

Актуальность работы и научная значимость настоящего исследования.

Управление двигателем СИ можно разделить на несколько блоков. Для стационарной работы требуются карты опережения зажигания и расхода топлива в зависимости от скорости и нагрузки. Эти карты гарантируют работу двигателя с оптимальным расходом топлива с учетом ограничений по выбросам отработавших газов. Для их определения требуется большое количество испытаний двигателя. Чтобы уменьшить это бремя, представлена основанная на моделях концепция оценки топливно-оптимальных карт, хотя и без ограничений по выбросам. (Оценка топливно-оптимальных карт без ограничений по выбросам всегда является первым шагом, даже при произвольных ограничениях по выбросам выхлопных газов.) Таким образом, большое количество испытаний двигателя заменяется компьютерным моделированием. В нескольких опорных точках определяются определенные параметры. Для этих параметров должны быть заданы правила их изменения в зависимости от изменения регулируемой точки срабатывания, опережения зажигания и соотношения воздух-топливо. При расчете циклического процесса можно определить мощность двигателя в заданной области вокруг контрольной точки. Таким образом, при максимальном поиске в моделировании находятся оптимальные значения опережения зажигания и соотношения воздух-топливо. На испытательном стенде двигателя осталось лишь несколько проверочных замеров и, возможно, небольшая повторная оптимизация, если это необходимо.

Поэтому исследование подходов к моделированию характеристик автомобильных ДВС по ездовому циклу является актуальной темой магистерской диссертации.

Объект исследования.

Автомобильная силовая установка.

Предмет исследования.

Моделирование характеристик автомобильных ДВС по ездовому циклу.

Целью работы исследование подходов к моделированию характеристик автомобильных ДВС по ездовому циклу, позволяющих снизить объем натурных испытаний.

Гипотеза исследования состоит в том, что характеристики автомобильных ДВС по ездовому циклу можно моделировать с достаточной степенью точности, что позволит снизить объем натурных испытаний.

Достижение поставленной цели обеспечивается решением **следующих задач:**

1. провести обзор проблемных источников и наработать материал для изучения подходов к моделированию характеристик автомобильных ДВС по ездовому циклу;
2. выявить возможности для моделирования характеристик автомобильных ДВС по ездовому циклу.

Методы исследования.

Метод аналитического исследования, метод моделирования рабочего процесса.

Научная новизна исследования заключается в идее снизить объем натурных испытаний за счет применения моделирования характеристик автомобильных ДВС по ездовому циклу.

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

Апробация и внедрение результатов работы велись в течении всего исследования. Его результаты докладывались на следующих конференциях и семинарах:

- на семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» в 2021, 2022 и 2023 г.
- международная научно-практическая конференция «Наука, образование, общество», Россия, г. Тамбов, 30 апреля 2022 г.
- опубликована одна научная статья: Смоленский, В.В. Анализ токсичности двигателя на сжатом природном газе по результатам моделирования/ Смоленский В.В., Аминов Ш.Т., Финогенов Н.В., Зайнетдинов И.М., Минаев Е.В., Гончаренко П.А. //Научный альманах 2021·N 4-2(90). С.49-55

На защиту выносятся:

1. анализ подходов к моделированию характеристик автомобильных ДВС по ездовому циклу;
2. возможности для моделирования характеристик автомобильных ДВС по ездовому циклу.

Структура магистерской диссертации.

Диссертации состоит из введения, 3 глав, заключения с основными результатами и выводами, содержит 37 рисунка, 7 таблицы, списка использованных источников (86 источник). Основной текст изложен на 77 страницах.

Глава 1 Изучение литературы для выявления основных подходов для моделирования характеристик автомобильных ДВС по ездовому циклу

1.1 Модельная оптимизация управления и регулирования автомобильного двигателя

Управление и регулирование двигателя внутреннего сгорания можно разделить на разные блоки. Для стационарной работы двигателя должны быть доступны карты зависимости частоты вращения двигателя и нагрузки для угла зажигания и лямбды свежего газа. Эти карты обеспечивают стационарную работу с оптимальным расходом топлива при соблюдении предельных значений выбросов выхлопных газов. Определение этих карт требует большого количества экспериментов. Чтобы уменьшить эти усилия, здесь представлен основанный на моделях метод определения карт оптимального потребления без условий со стороны выхлопных газов, который заменяет значительную часть оптимизационных тестов компьютерным моделированием [1 – 10].

Определение оптимизированных по потреблению карт без вторичных условий выхлопных газов всегда является первым шагом, даже с любыми вторичными условиями. Для этой цели определенные параметры определяются в нескольких контрольных точках. При этих параметрах и правилах их изменения при изменении рабочей точки, угла зажигания и лямбды свежего газа можно определить выходную мощность в некоторой окрестности контрольной точки с помощью расчета циклового процесса. При максимальном поиске оптимальные значения переменных управления двигателем могут быть определены при моделировании. Затем на испытательном стенде должны быть выполнены только проверочные измерения с возможной незначительной последующей оптимизацией. Для компенсации динамических процессов и устранения влияния возмущающих

переменных (например, момента нагрузки) в традиционных системах управления используются различные регуляторы, которые включаются и выключаются по мере необходимости. Однако это означает, что стабильность всей системы больше не может быть гарантирована. По этой причине здесь разработан многопараметрический контроллер, который использует дроссельную заслонку, угол зажигания и продолжительность впрыска для регулирования регулируемых переменных скорости и лямбда отработавших газов в соответствии с целевыми кривыми [11,12].

Разные по сложности динамические модели двигателя выводятся для проектирования многопараметрического регулятора. Все моделируемые эффекты проверяются автоматическими измерениями на испытательном стенде. Отправной точкой является нелинейная структура, содержащая как дискретные, так и непрерывные подсистемы. Затем путем дискретизации и линеаризации создается модель, которая учитывает мертвое время системы. Эта модель используется для проверки пригодности разработанного контроллера. Сам контроллер разработан с использованием модели, которая не учитывает время простоя и, следовательно, имеет значительно более низкий порядок. Для проектирования используется метод LQG/LTR, поскольку он обеспечивает надежные многопараметрические контроллеры. Компенсатор, предназначенный для работы в режиме холостого хода, благодаря своей прочности может использоваться в очень широком рабочем диапазоне [13].

Целевые кривые для контролируемых переменных рассчитываются в другом блоке. Если используется трехкомпонентный каталитический нейтрализатор, смесь должна быть стехиометрической, и должно быть указано заданное значение соотношения смеси. В противном случае в качестве целевых значений используются оптимальные значения карты. Поскольку дроссельная заслонка доступна для контроллера как управляемая переменная и поэтому больше не связана с педалью акселератора, положение педали акселератора можно использовать для расчета кривой заданного

значения частоты вращения двигателя. Подходящей оказалась интерпретация педали акселератора, при которой водитель задает желаемое ускорение положением педали акселератора. Поскольку полоса пропускания многопараметрического контроллера должна быть выбрана достаточно низкой для достижения достаточной надежности, поведение всей системы улучшается за счет дополнительного предварительного управления. Пилотное управление изменяет положение дроссельной заслонки в зависимости от желаемой частоты вращения двигателя. Поскольку используется только эталонная переменная, устойчивость системы управления не изменяется. Описанная общая концепция проверена на динамическом испытательном стенде со скачками ускорения. Допуски теста FTP в отношении отклонений скорости соблюдаются, и результаты лямбды выхлопных газов хорошие. Дальнейшие усовершенствования, такие как расширение в отношении более сложных методов проектирования контроллера (для учета времени простоя в контроллере), другие интерпретации педали акселератора и многопараметрические предварительные элементы управления могут быть легко интегрированы в концепцию. Производные модели всегда можно использовать [14].

Следующий блок — динамическая компенсация. Обычные системы управления двигателем содержат несколько контроллеров, которые активируются в зависимости от обстоятельств. Представленный здесь многопараметрический контроллер, основанный на модели, всегда регулирует частоту вращения двигателя и соотношение воздух-топливо выхлопных газов. Его управляемыми переменными являются требуемый угол дроссельной заслонки, угол опережения зажигания и соотношение воздух-топливо.

Для проектирования этого многопараметрического регулятора выведены разные модели двигателей разного уровня сложности. Нелинейная структура, используемая первой, содержит как дискретные, так и непрерывные подсистемы времени. Все смоделированные эффекты были

подтверждены измерениями на стенде для испытаний двигателя. Затем с помощью дискретизации и линеаризации выводится модель, учитывающая задержки системы. Эта модель может быть использована для компьютерной проверки любого разработанного контроллера. Разработанный здесь многопараметрический контроллер на основе модели основан на модели, которая не учитывает задержки и, следовательно, имеет гораздо более низкий порядок. Используется метод LQG/LTR, так как он дает надежные многопараметрические контроллеры. Благодаря своей прочности этот компенсатор, разработанный для модели двигателя, идентифицируемой на холостом ходу, может использоваться в широком диапазоне рабочих режимов [15].

Уставки регулируемых переменных рассчитываются в следующем блоке. При использовании трехкомпонентного нейтрализатора заданное значение соотношения воздух-топливо устанавливается равным стехиометрическому соотношению. Заданное положение дроссельной заслонки теперь находится на выходе компенсатора. Поэтому интерпретация положения акселератора используется для получения уставки скорости многопараметрического контроллера («муха по проводам»). Положение педали водителя интерпретируется как желаемое ускорение транспортного средства. Поскольку выбранная полоса пропускания контроллера должна быть достаточно низкой, поведение системы управления улучшается с помощью прямой связи. Он изменяет требуемый угол дроссельной заслонки в соответствии с требуемой частотой вращения двигателя. Поскольку в прямой связи используются только заданные значения, стабильность системы управления остается неизменной. Описанная концепция тестируется на динамическом стенде двигателя с шагом требуемого ускорения. Допуски соответствующей федеральной процедуры испытаний (FTP) соблюдены, и результаты соотношения воздуха и топлива в выхлопных газах хорошие. Дальнейшие улучшения с помощью более сложных методов проектирования управления (т. е. учет задержек в конструкции контроллера), другие

интерпретации педали водителя и многопараметрическая упреждающая связь могут быть легко связаны с этой концепцией. После этого всегда можно использовать производные модели двигателей [16].

1.2 Определение дорожной нагрузки автомобиля

Когда транспортное средство эксплуатируется на динамометрическом стенде, важно, чтобы сила сопротивления ускорению транспортного средства точно отражала силы, испытываемые транспортным средством при движении по дороге. Испытания с выбегом проводятся Агентством по охране окружающей среды (EPA) для имеющихся в продаже легковых автомобилей, когда скорость замедления автомобиля на ровной поверхности наблюдается при включенной трансмиссии автомобиля на нейтральной передаче. Профиль замедления используется для расчета суммы сил, испытываемых транспортным средством на заданной скорости, часто называемых дорожной нагрузкой транспортного средства. Затем к профилю дорожной нагрузки подгоняется полином второго порядка, коэффициенты которого сообщаются как коэффициенты дорожной нагрузки транспортного средства. Затем эти коэффициенты позволяют рассчитать и воспроизвести дорожную нагрузку автомобиля на любой скорости. Важно отметить, что на внешние силы и скорость торможения влияет множество факторов, в том числе аэродинамическое сопротивление и потери в трансмиссии. По своей природе работа на динамометрическом стенде не подвержена тем же потерям, что и эксплуатация на открытой дороге. Например, аэродинамическое сопротивление почти полностью отсутствует в условиях испытательной камеры. Чтобы определить, какая доля потерь все еще физически присутствует, на динамометрическом стенде шасси проводится аналогичный тест на выбег. Снова полином второго порядка подходит к результирующей дорожной нагрузке. Эти коэффициенты называются коэффициентами потерь транспортного средства. Затем контроллер динамометра определяет

применимую силу, определяемую разницей между коэффициентами дорожной нагрузки и коэффициентом потерь транспортного средства. Если скорость автомобиля меняется, применяется дополнительный расчет для определения силы, возникающей из-за инерции автомобиля. Сумма этих сил прикладывается к транспортному средству, чтобы влиять на объем работы, которую необходимо выполнить для ускорения и замедления во время испытаний, точно воспроизводя реальную дорожную нагрузку транспортного средства. Это гарантирует, что поведение автомобиля на динамометрическом стенде соответствует поведению на дороге [17 – 22].

1.3 Циклы динамометрических испытаний

Для обеспечения преемственности исследований в области испытаний транспортных средств в АПФР большинство исследований проводится с использованием динамометрических ездовых циклов. Циклы привода определяются на основе зависимости скорости от времени. Во время динамометрического испытания водитель-испытатель будет управлять транспортным средством, прилагая все усилия, чтобы постоянно пытаться согласовать скорость транспортного средства со скоростью ездового цикла, гарантируя, что работа, выполняемая транспортным средством в заданном ездовом цикле, согласуется с тест за тестом [23].

Работа, основанная на ездовом цикле, обсуждаемая в этой диссертации, ограничена тремя отдельными ездовыми циклами EPA: график движения с использованием городского динамометра (UDDS), график движения с экономией топлива на шоссе (HWFET) и цикл US06 [24].

Тест UDDS предназначен для имитации вождения в городе. Это 7,45 миль в длину и занимает 1369 секунд, со средней скоростью 19,6 миль / ч. Тест HWFET имитирует движение по шоссе. Он длится 765 секунд и преодолевает 10,26 миль со средней скоростью 48,3 миль в час. US06 — более агрессивный цикл, который охватывает как городское, так и шоссе

вождение. Он преодолевает 8,01 мили со средней скоростью 48,4 мили в час и занимает 596 секунд [25].

Эти ездовые циклы обычно выполняются, когда транспортное средство находится в квазистационарном тепловом состоянии со смазочными материалами при рабочей температуре. Это часто достигается повторением заданного цикла несколько раз, пока не будут достигнуты стабильные температуры. Кроме того, циклы UDDS и US06 были повторены для каждого транспортного средства в условиях холодного пуска после двенадцатичасовой выдержки при комнатной температуре испытательной камеры. Это позволяет понять штрафы за экономию топлива, возникающие, когда транспортное средство начинает испытание при температуре окружающей среды [26].

Кроме того, транспортные средства были подвергнуты испытаниям на установившуюся скорость, чтобы продемонстрировать их работу в условиях постоянной нагрузки. В этом испытании автомобиль удерживается на постоянной скорости с шагом в десять миль в час в течение тридцати секунд за раз. Цикл набирает от десяти до восьмидесяти миль в час, а затем снова снижается со скоростью, позволяющей выполнять каждую часть с постоянной скоростью дважды. Это может помочь выявить несоответствия из-за гистерезиса передачи [27].

Следует отметить, что некоторые ездовые циклы разделены на несколько фаз, иногда называемых «мешками». Это делается не только для целей анализа данных, но также используется для обозначения того, какая часть данного цикла используется для анализа или обсуждения. Тесты UDDS и HWFET представляют собой однофазные приводные циклы. Цикл US06 делится на две фазы. Начальная и конечная части ездового цикла включены в первую фазу испытаний. Вторая фаза содержит более высокоскоростную часть цикла. Первую фазу часто называют «городской» частью цикла US06, а вторую фазу называют «шоссе». Циклы движения показаны на рисунках 1 – 4.

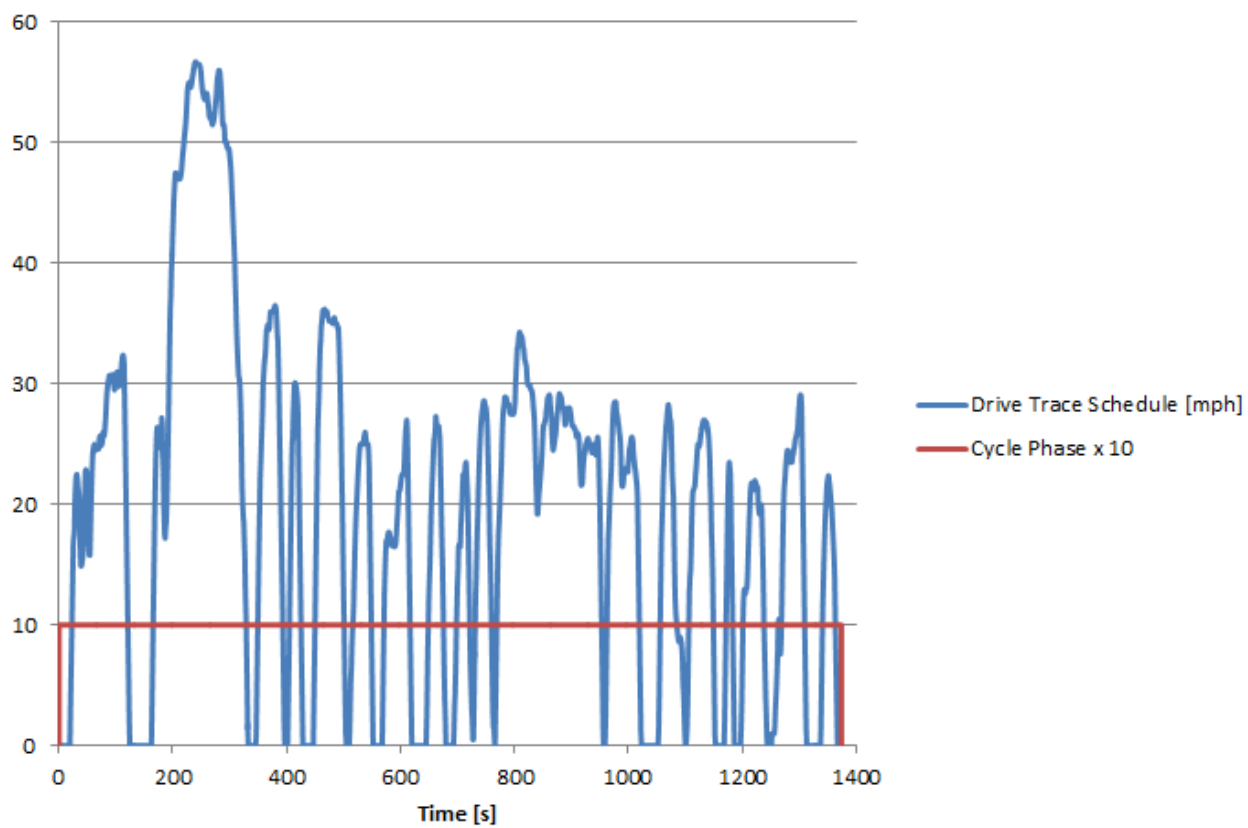


Рисунок 1 – График вождения на городском динамометре (UDDS) [28]

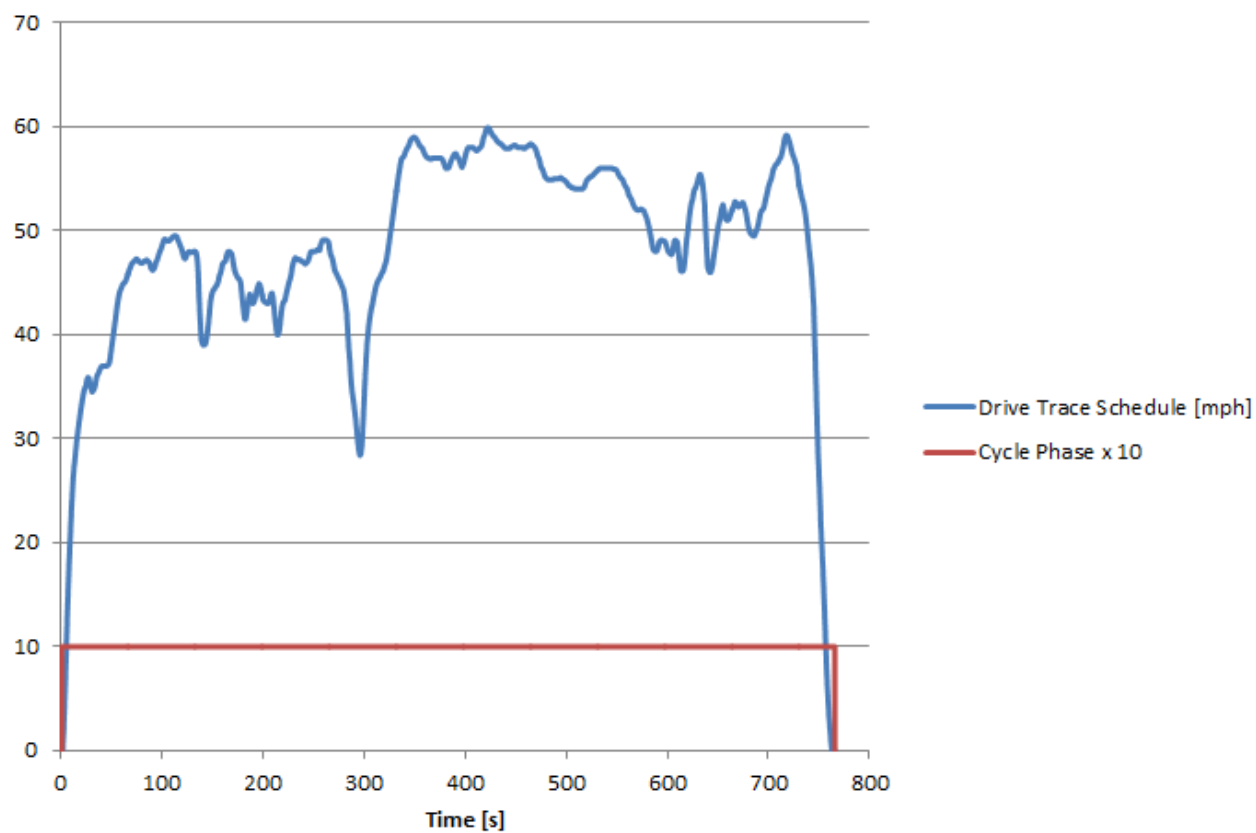


Рисунок 2 – График вождения с экономией топлива на шоссе (HWFET) [29]

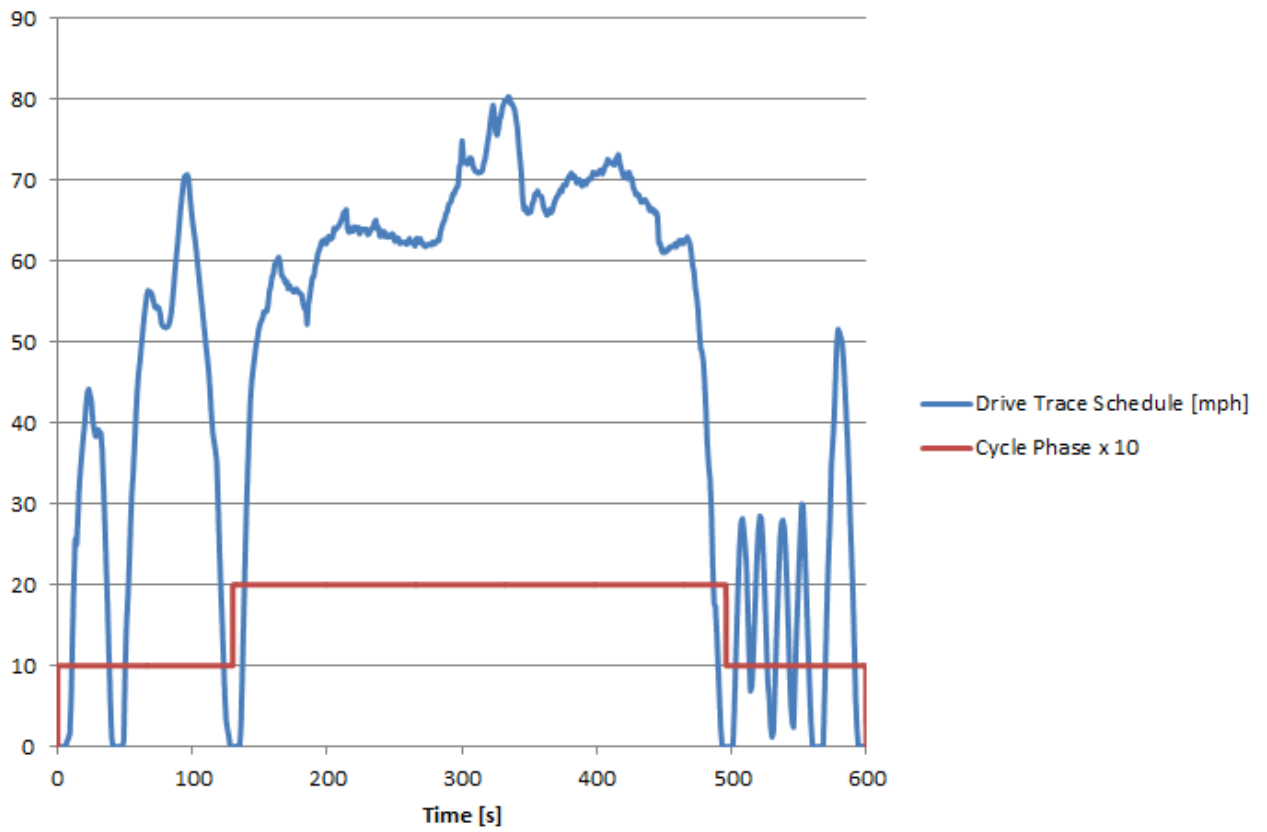


Рисунок 3 – График вождения US06 [30]

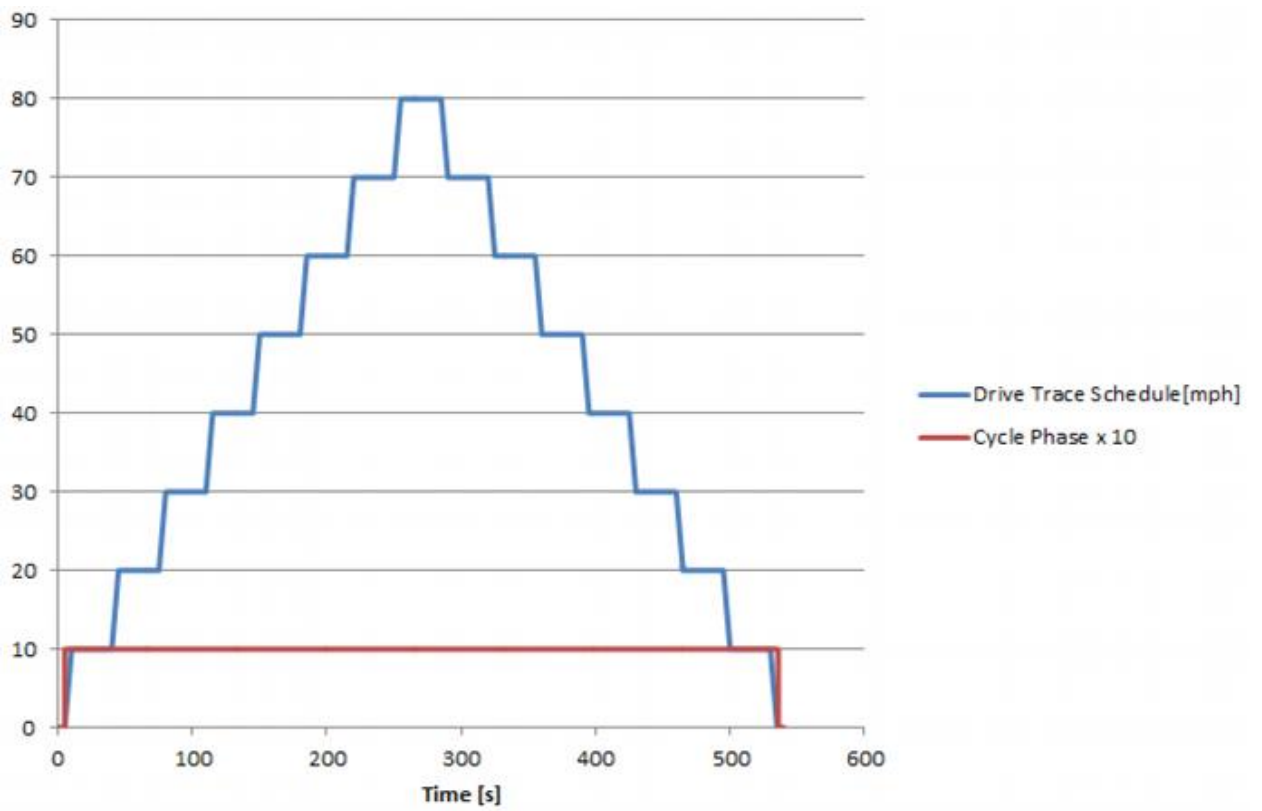


Рисунок 4 – 0-80-0 График вождения с установившейся скоростью [31]

Также рассмотрим европейский ездовой цикл (известный как NEDC - New European Driving Cycle) состоит из искусственно созданных временных рядов скорости движения с низкой динамикой (см. Рисунок 5). Он содержит синтетический образец городского движения (называемый ECE или UDC - городской цикл вождения) и образец вождения за городом (известный как EUDC - дополнительный городской цикл вождения) [32].

До принятия стандарта Евро-3 процедура заключалась в том, что транспортное средство запускалось с холодным двигателем и выполнялась 40-секундная фаза холостого хода для прогрева двигателя перед началом измерений. С введением стандарта Евро-3 этот период предварительного кондиционирования был исключен. Таким образом, выбросы измеряются с самого начала холодного пуска, что значительно усложняет достижение уровня Евро-3, чем стандарта Евро-2 [33].

Этот новый цикл, в котором пропускается 40-секундная фаза холостого хода, называется NEDC 2000 (Новый европейский ездовой цикл 2000) или MVEG (Европейская группа по выбросам автотранспортных средств).

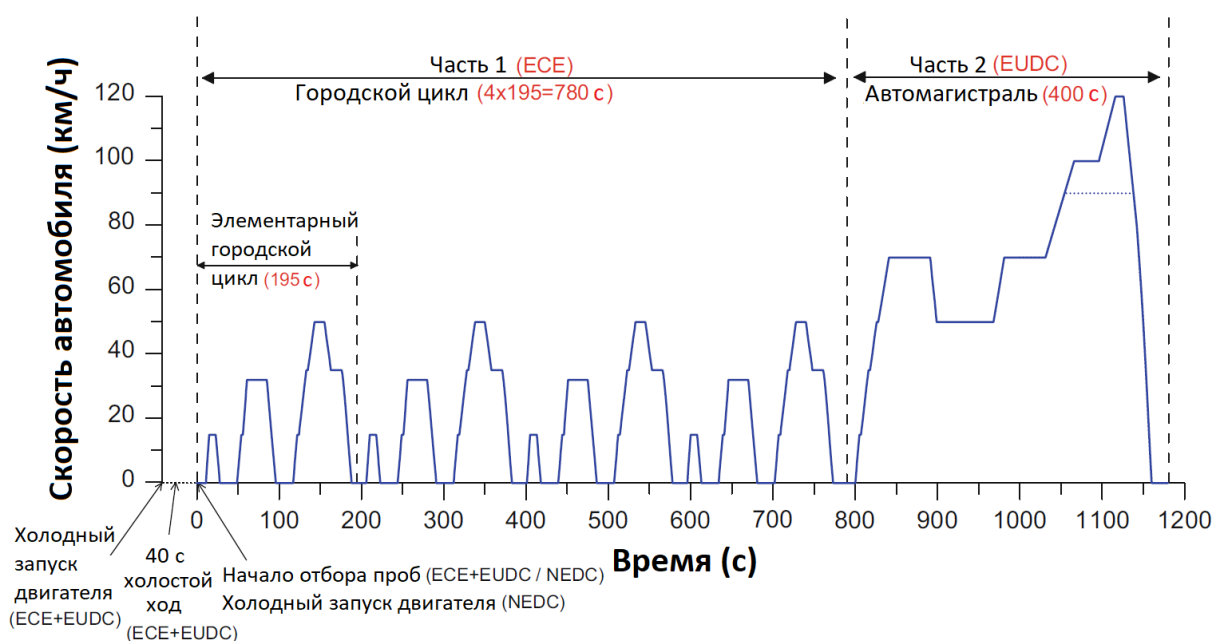


Рисунок 5 – Профиль скорости ездового цикла ECE + EUDC / NEDC [34]

1.4 Метрики и уравнения анализа транспортных средств

На каждом транспортном средстве использовалось несколько разных точек измерения для расчета соответствующих показателей эффективности [35].

Важной величиной, используемой для расчета нескольких различных показателей эффективности, является скорость, с которой энергия топлива поступает в двигатель автомобиля. Эта мощность топлива рассчитывается путем умножения массового расхода подаваемого топлива на низшую теплотворную способность топлива, как показано в уравнении (1). Он представляет собой общую скорость энергии, доступной транспортному средству для преобразования в механическую работу.

$$N_{\text{топлива}} = M_{\text{топлива}} \left(\frac{\Gamma}{\text{с}} \right) \cdot H_u \left(\frac{\text{Дж}}{\Gamma} \right) \quad (1)$$

Мощность колес транспортного средства также важна для расчета показателей эффективности. Эта величина представляет собой тяговую работу, выполняемую шинами транспортного средства на динамометрическом стенде, и представляет собой работу, выполняемую транспортным средством для движения по дороге. Он рассчитывается путем умножения силы тяги на линейную скорость транспортного средства, как показано в уравнении (2).

$$N_{\text{колес}} = F_{\text{тяговая}} (\text{Н}) \cdot V_{\text{авто}} \left(\frac{\text{м}}{\text{с}} \right) \quad (2)$$

Третьим важным параметром является индикаторная мощность двигателя. Эта величина представляет собой работу, совершаемую поршнями двигателя в результате процессов сгорания, происходящих в цилиндре. Он рассчитывается по уравнению (3), где IMEP — индикаторное среднее

эффективное давление, V_d — рабочий объем двигателя, а τ — число оборотов за цикл двигателя.

$$N_i = \frac{IMEP(\text{Па}) \cdot V_d \left(\frac{\text{м}^3}{\text{об.}} \right) \cdot n \left(\frac{\text{об.}}{\text{с}} \right)}{\tau} \quad (3)$$

Если выходной вал двигателя автомобиля оснащен датчиком крутящего момента, можно также рассчитать работу тормоза двигателя. Это представляет собой механическую работу, совершаемую двигателем над трансмиссией транспортного средства, и рассчитывается с использованием уравнения (4). Следует отметить, что из-за стоимости и сложности установки датчика крутящего момента коленчатого вала — это измерение доступно только для Toyota Prius.

$$N_e = M_e(\text{Н} \cdot \text{м}) \cdot n \left(\frac{\text{рад}}{\text{с}} \right) \quad (4)$$

Эти параметры можно использовать для расчета нескольких параметров эффективности, которые могут проиллюстрировать производительность испытуемых автомобилей. Первым из них является индикаторная эффективность двигателя. Он определяется как индикаторная мощность двигателя, деленная на мощность топлива, показанную в уравнении (5). Это представляет собой долю энергии топлива, которая преобразуется в работу на днище поршня. Это включает в себя такие потери, как прорыв газов через поршневые кольца и передачу тепла от заряда сгорания к стенкам цилиндра, но на него не влияет механическое трение двигателя.

$$\eta_i = \frac{N_i(\text{Вт})}{N_{\text{топлива}}(\text{Вт})} \quad (5)$$

Механический КПД двигателя (известный также как тепловой КПД моторного тормоза) можно рассчитать, когда доступны как мощность моторного тормоза, так и поступающая мощность топлива. Это вычисляется с помощью уравнения (6). Потери, связанные с индикаторной эффективностью, включены в этот показатель, а также дополнительные потери, присущие вращающемуся узлу двигателя, такие как трение в подшипниках и трение между стенкой цилиндра и поршневыми кольцами. Доля этих потерь, приходящаяся на вращающийся узел, определяется как мощность трения двигателя. В тех случаях, когда доступны и мощность моторного торможения, и индикаторная мощность, мощность трения двигателя можно рассчитать по уравнению (7).

$$\eta_e = \frac{N_e(\text{Вт})}{N_{\text{топлива}}(\text{Вт})} \quad (6)$$

$$N_m = N_i(\text{Вт}) - N_e(\text{Вт}) \quad (7)$$

Механический КПД трансмиссии можно рассчитать с помощью уравнения (8). Этот показатель требует наличия датчика крутящего момента коленчатого вала. Это представляет собой эффективность трансмиссии и трансмиссии вплоть до шин автомобиля.

$$\eta_{m \text{ трансмиссии}} = \frac{N_{\text{трансмиссии}}(\text{Вт})}{N_e(\text{Вт})} \quad (8)$$

Наконец, мы можем рассчитать общую эффективность транспортного средства, используя уравнение (9). Это включает в себя все потери, присущие трансмиссии автомобиля от топлива до шин.

$$\eta_{\text{автомобиля}} = \frac{N_{\text{трансмиссии}}(\text{Вт})}{N_{\text{топлива}}(\text{Вт})} \quad (9)$$

На рисунке 6 схематически представлена типичная трансмиссия автомобиля. Точки измерения, рассмотренные в предыдущих уравнениях, помечены как точки A-D, а параметры эффективности, обсуждаемые в этом разделе, показаны в соответствии с их соответствующими измерениями [36].

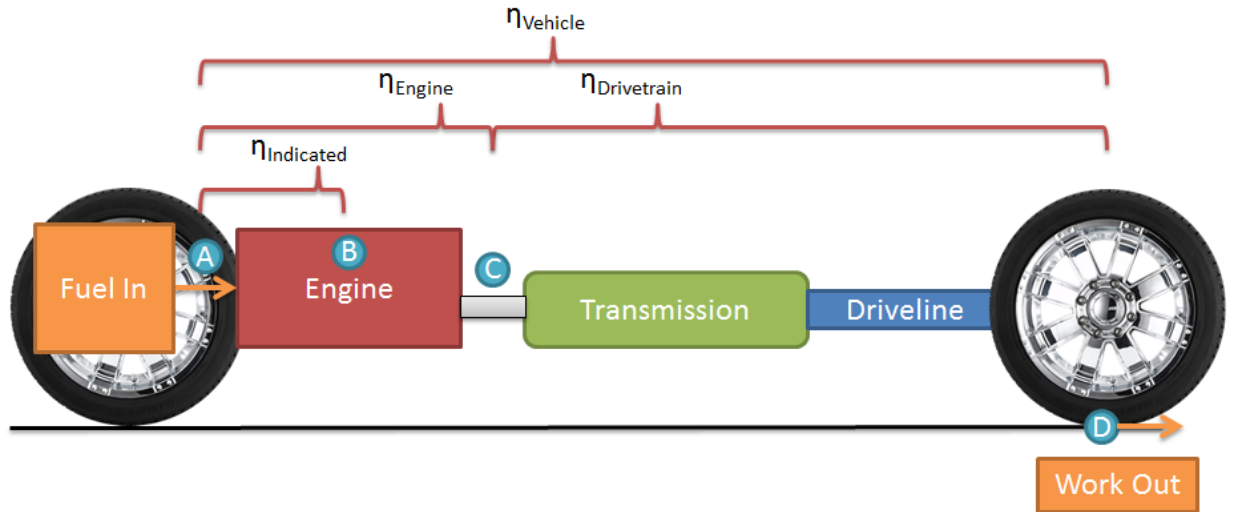


Рисунок 6 – Показатели эффективности автомобиля

Чтобы количественно определить потери энергии в окружающую среду за счет теплопередачи охлаждающей жидкости и выхлопных газов, были рассчитаны изменения энтальпии этих потоков жидкости между условиями на выходе и окружающей средой. Обычно скорость изменения энтальпии жидкости определяется уравнением (10) [14].

$$\Delta h(\text{Вт}) = \dot{m}_{\text{жидкости}} \left(\frac{\Gamma}{\text{с}} \right) \cdot c_p \text{ жидкости} \left(\frac{\text{Дж}}{\Gamma \cdot \text{К}} \right) \cdot \Delta T(\text{К}) \quad (10)$$

Для целей данного исследования удельная теплоемкость охлаждающей жидкости двигателя была определена путем подгонки линейной кривой к температурно-зависимым данным удельной теплоемкости для смеси 50/50 по объему этиленгликоля и воды, которая является общепринятой смесью для пассажирских автомобилей. системы охлаждения автомобиля. Это привело к уравнению (11), которое использовалось с температурой жидкости в реальном времени для расчета удельной теплоемкости в любой момент

времени. Для охлаждающей жидкости двигателя массовый расход и перепад температур являются легко измеряемыми величинами. Затем можно использовать уравнение (10) для расчета изменения энтальпии [37].

$$c_{p \text{ охл.жид.}} \left(\frac{\text{Дж}}{\text{г} \cdot \text{К}} \right) = 3,2675 \cdot T_{\text{охл.жид.}}(\text{К}) + 2429,1 \quad (11)$$

Чтобы рассчитать падение энтальпии потока выхлопных газов, необходимо выполнить расчеты стехиометрии сгорания, чтобы понять массовые доли продуктов сгорания, чтобы рассчитать удельную теплоемкость потока выхлопных газов. Для целей этого проекта для бензиновых автомобилей предполагалась работа при стехиометрическом соотношении воздух-топливо (AFR). Это соотношение находится путем стехиометрических расчетов для одного моля топлива, сжигаемого с кислородом воздуха. $AFR_{\text{стич}}$ рассчитывается для каждого транспортного средства на индивидуальной основе с учетом разницы в соотношении углерода и водорода между партиями топлива, используемыми в испытываемых транспортных средствах. Когда известны AFR_{stoich} и массовые доли продуктов, можно рассчитать удельную теплоемкость выхлопных газов с помощью уравнения (12) [38].

$$c_{p \text{ ОГ}} \left(\frac{\text{Дж}}{\text{г} \cdot \text{К}} \right) = \sum_{i=1}^{n_{\text{прод.}}} \dot{m}_{\text{фракции}} \left(\frac{\text{г}}{\text{с}} \right) \cdot c_{p i} \left(\frac{\text{Дж}}{\text{г} \cdot \text{К}} \right) \quad (12)$$

Когда удельная теплоемкость выхлопных газов известна, массовый расход выхлопных газов рассчитывается с использованием измеренного расхода топлива и соотношения воздух-топливо. Для автомобилей с бензиновым двигателем допущение $AFR_{\text{стич}}$ для всех условий вносит небольшую ошибку и является достаточным для целей данного проекта. Для дизельного двигателя TDI AFR непрерывно определялся по массовым

расходам воздуха и топлива. Уравнение (13) можно использовать для расчета общего массового расхода выхлопных газов, при этом температура выхлопных газов измеряется с помощью термопары, установленной в выхлопной системе автомобиля. Температура испытательной камеры также измеряется и используется в качестве эталонной температуры состояния для перепада температур. Наконец, уравнение (11) используется для расчета изменения энтальпии [39].

$$\dot{m}_{\text{ог}} \left(\frac{\Gamma}{\text{с}} \right) = \dot{m}_{\text{топл}} \left(\frac{\Gamma}{\text{с}} \right) + AFR \cdot \dot{m}_{\text{топл}} \left(\frac{\Gamma}{\text{с}} \right) \quad (13)$$

Этот раздел был бы неполным без краткого обсуждения экономии топлива. Цифры, которые чаще всего сообщают потребителям при обсуждении характеристик конкретного транспортного средства, соответствуют расстоянию, которое транспортное средство может проехать на заданном количестве топлива. Как правило, единицами измерения, используемыми в США, являются мили на галлон или мили на галлон. Это измерение стало привычным для потребителей из-за его широкого использования. Однако эта метрика усложняется, когда рассматриваемое топливо больше не может быть легко измерено в галлонах; так обстоит дело с транспортными средствами, работающими на газообразном топливе (СПГ, водород) и электромобилями [40].

Отношение экономии топлива к эффективности транспортного средства также туманно и зависит от нескольких факторов. Эффективность транспортного средства зависит в основном от рабочих точек двигателя и трансмиссии в отношении скорости, приложенной нагрузки и теплового состояния. В гибридно-электрическом транспортном средстве рекуперация энергии рекуперативного торможения является еще одним важным фактором. Однако экономию топлива сложнее параметризовать. Это зависит как от эффективности использования топлива, так и от количества работы,

необходимой транспортному средству на пройденном расстоянии. Поскольку измерение экономии топлива само по себе не позволяет разделить эти два фактора, дополнительные показатели, такие как эффективность транспортного средства, полезны для правильного освещения рабочих характеристик транспортного средства. Экономия топлива определяется уравнением (14) [41].

$$\text{Топливная экономия} = \frac{\text{Пройденная дистанция}}{\text{Расход топлива}} \quad (14)$$

1.5 Основы тестовых циклов

Что касается мировых циклов, именно Всемирный форум для согласования правил в области транспортных средств Европейской экономической комиссии Организации Объединенных Наций (ЕЭК ООН) отвечает за разработку в рамках рабочей группы по проблемам загрязнения и энергии (GRPE), как показано на рисунке 7. Вследствие значительного разброса условий движения, категорий дорог, привычек вождения и технических характеристик транспортных средств, мировые циклы далее делятся на подкатегории или ‘классы’ (например, в отношении максимальной скорости транспортного средства или отношения мощности к массе) [42].

Легковые автомобили, мотоциклы и малотоннажные грузовики проходят испытательный цикл зависимости скорости транспортного средства от времени, такой как тот, который изображен на рисунках 1 – 5, на шасси-динамометре, и результаты выражаются в г/км (или г/милю). Скорость цикла фиксирована, поэтому для каждого транспортного средства используется один и тот же цикл. Это означает, что для автомобилей с большой мощностью низкотоксичное прохождение цикла будет иметь меньше проблем, чем для автомобилей с недостаточной мощностью. Транспортное средство остается неподвижным во время испытания, но по крайней мере два

его колеса вращаются на динамометре для имитации движения на разных скоростях, таким образом, вся трансмиссия проходит испытание, рисунок 8. Испытанный автомобиль управляется обученным водителем, который строго следует установленному графику цикла в пределах определенных законодательно установленных допусков [43 – 47].

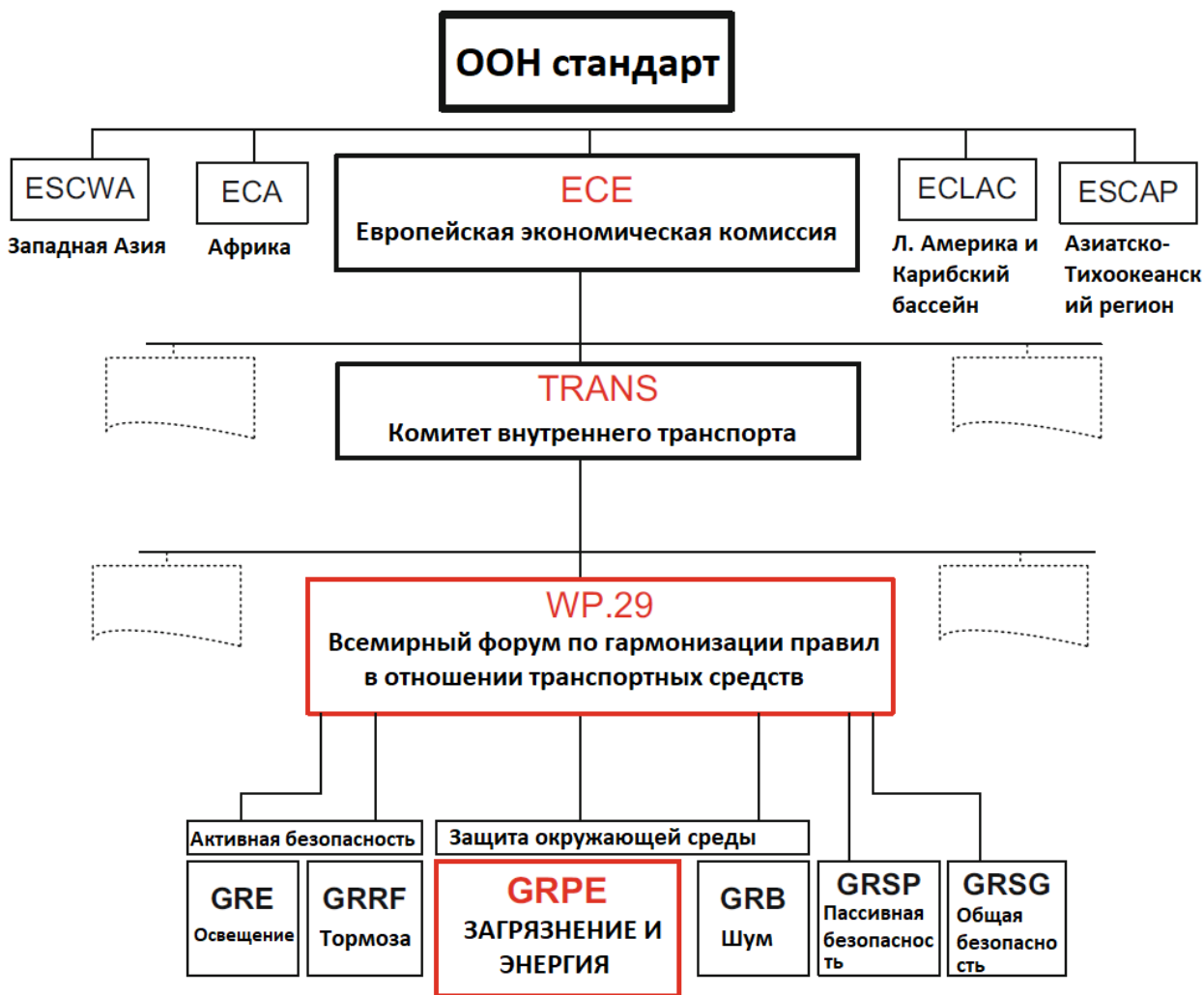


Рисунок 7 – Циклы принятые ЕЭК ООН

Ролики динамометра, на которых стоит автомобиль, должны имитировать сопротивление, которое автомобиль испытывает во время движения. Эти силы представляют собой аэродинамические силы, сопротивление качению, зависящие от уклона, а также силу инерции [48].

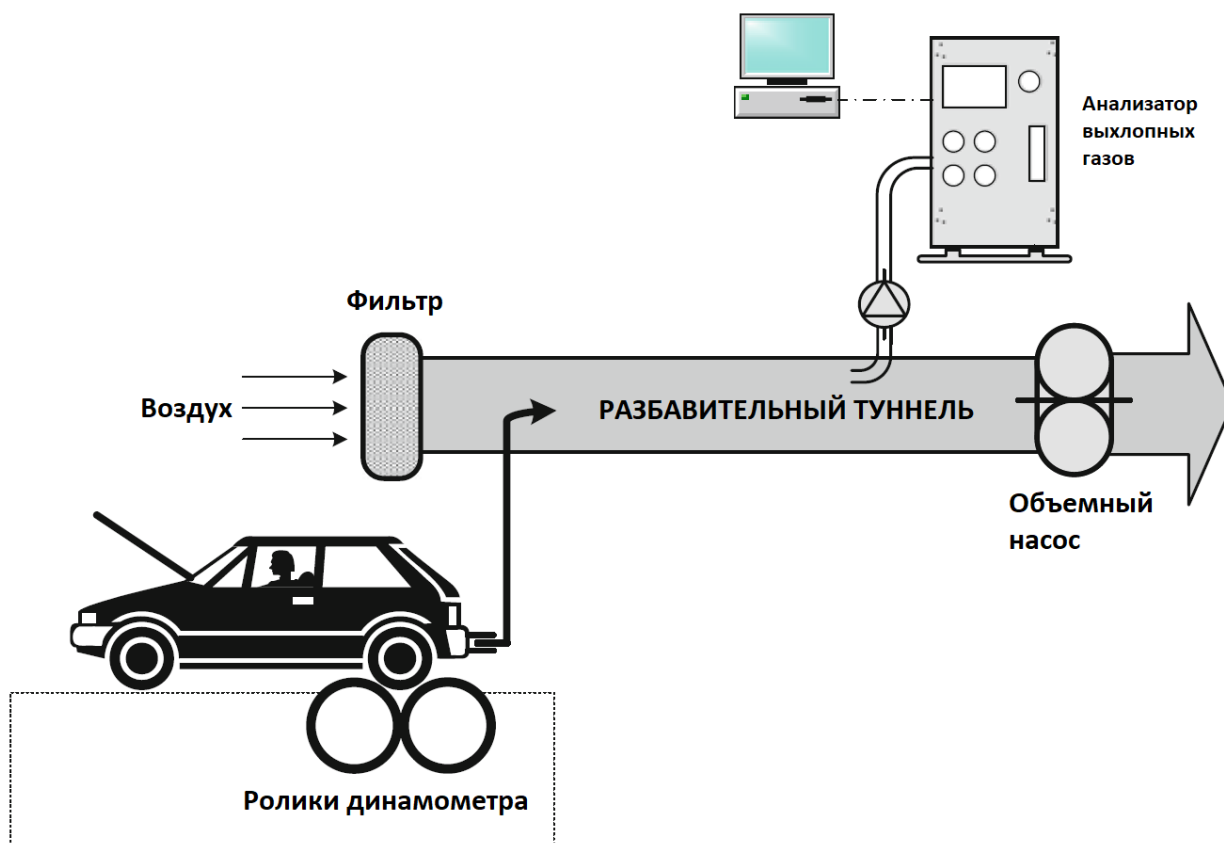


Рисунок 8 – Автомобиль на шасси-динамометре; выбросы измеряются либо непрерывно, либо с помощью периодического отбора проб (мешки, фильтры) [49]

Общее тяговое усилие F_{tr} определяется по формуле (15) [50]:

$$F_{tr} = \underbrace{c_{fr} \cdot m_V \cdot g}_{\text{Ролики}} + \underbrace{m_V \cdot g \cdot \sin \theta}_{\text{Гравитация}} + \underbrace{\frac{1}{2} \cdot \rho_a \cdot c_d \cdot A_f \cdot V^2}_{\text{Аэродинамика}} + \underbrace{m_V \cdot \frac{dV}{dt}}_{\text{Ускорение}} \quad (15)$$

Динамометр должен имитировать описанные выше силы, за исключением компонента уклона. Циклы испытаний предполагают прямые дороги с нулевым уклоном, таким образом, не принимается во внимание зависящий от дороги гравитационный член в уравнении. Эти сопротивления движению определяются в ходе отдельного испытания (испытание на выбег), которое проводится перед сертификацией на динамометре. Затем они моделируются в лаборатории путем регулирования сопротивления роликов

шасси-динамометра. Очевидно, что моделирование движения транспортного средства на дороге динамически не идентично процессу транспортного средства, установленного на динамометр и его мощности, поглощаемой при контакте с вращающимся барабаном. Во время испытания выхлопные газы транспортного средства собираются и анализируются для расчета уровней выбросов и расхода топлива, с протоколом испытаний, содержащим детали цикла и процедуры испытания. Термин «процедура испытания» описывает точную методологию испытания транспортного средства в отношении предварительной подготовки (например, выполняется ли цикл испытаний с горячим или холодным запуском двигателя), определения массы транспортного средства и дорожной нагрузки, условий окружающей среды, калибровки анализаторов и т.д. [51]

Испытания транспортных средств не всегда подходят для тяжелых или внедорожных транспортных средств, поэтому процедура сертификации выбросов выхлопных газов для последних обычно использует испытания двигателя вместо ездового цикла транспортного средства. Это реализуется на испытательном стенде двигателя, где исследуемый двигатель следует заданной зависимости скорости/крутящего момента от времени. Результаты выбросов в этом случае обычно выражаются в г/кВт ч. Поскольку цикл выражается в нормированных, а не фиксированных точках, он практически адаптирован для каждого тестируемого двигателя. [52]

1.6 Циклы шасси-динамометра

Как упоминалось ранее, циклы шасси-динамометра являются либо простыми модальными, либо истинно переходными. Первые были первоначально разработанными ездовыми циклами, а вторые были приняты на более позднем этапе. [53]

Чтобы разработать ездовой цикл, сначала проводятся опросы вождения. Исследования в 50-х годах, смогли выявить только ограниченные

режимы движения, а именно: холостой ход, ускорение с постоянной скоростью от и до определенных скоростей транспортного средства, движение с определенными постоянными скоростями и замедление с одинаково постоянной ставки. Затем были выбраны и объединены наиболее частые из этих режимов. В таблице 1 подробно описана такая последовательность режимов вождения, основанная на обзоре вождения в Токио в начале 70-х годов. [54]

Таблица 1 – Описание режимов вождения для ездового цикла испытаний

Режим вождения	Описание	Ускорение (м/с ²)	Скорость (км/ч)	Продолжительность (с)	Суммарное время (с)	Пройденное расстояние (м)
1	Холостой ход	–	0	20	20	0
2	Ускорение	0,79	0-20	7	27	19,4
3	Постоянная скорость	0	20	15	42	102,8
4	Торможение	- 0,79	20-0	7	49	122,2
5	Холостой ход	0	0	16	65	122,2
6	Ускорение	0,79	0-40	14	79	200
7	Постоянная скорость	–	40	15	94	366,7
8	Торможение	- 0,55	40-20	10	104	450
9	Постоянная скорость	–	20	2	106	461,1
	Ускорение	0,46	20-40	12	118	561,1
10	Торможение	- 0,55	40-20	10	128	644,4
		- 0,79	20-0	7	135	663,9

Из таблицы 1 получен рисунок 9, который представляет собой графическую иллюстрацию режимов движения в последовательности и является хорошим примером для выделения характеристик типичных движения автомобиля, «стилизированных» или «синтезированных» в полигональный цикл испытаний, в данном случае японский J10. Альтернативная графическая иллюстрация зависимости скорости транспортного средства от расстояния представлена на рисунке 10. Поскольку этот цикл испытаний предназначен для имитации городского

движения, скорость автомобиля намеренно поддерживается довольно низкой, и условия ускорения тоже заметно занижены, хотя в реальных условиях ускорения обычно и более частые, и более крутые во время городской езды. 55]

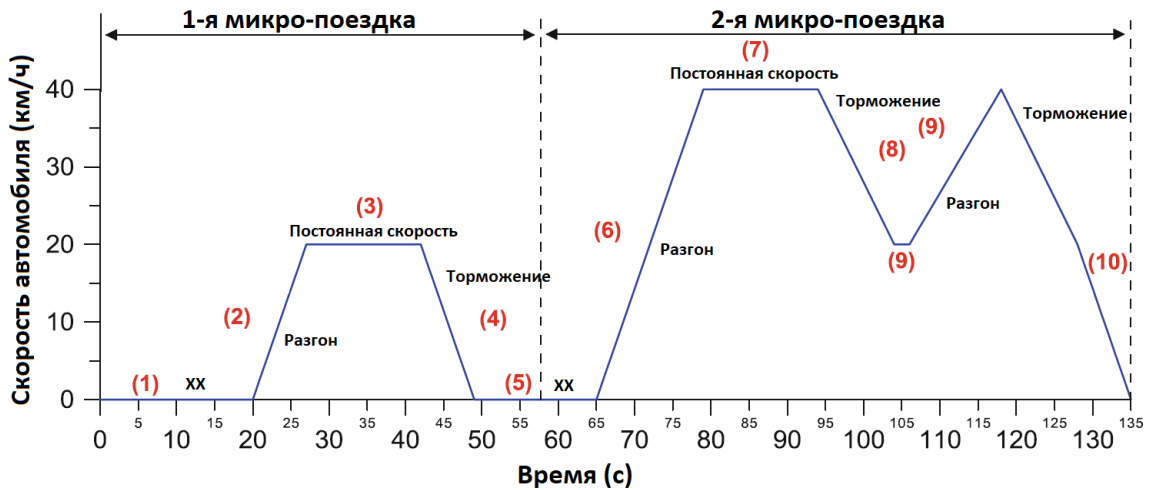


Рисунок 9 – График зависимости скорости транспортного средства от времени типичного модального цикла J10, имитирующего городские условия движения [56]

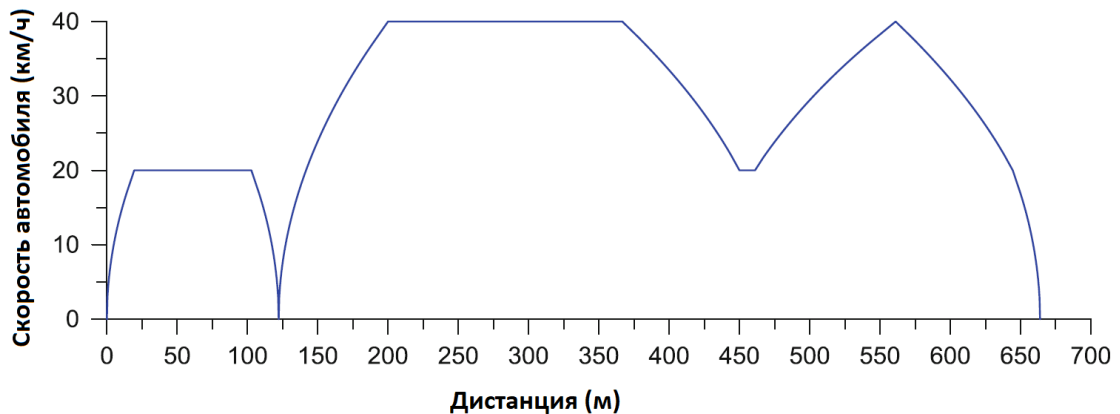


Рисунок 10 – Зависимость скорости автомобиля от пройденного расстояния для синтезированного цикла J10 [57]

Начальный период холостого хода 20 с в таблице 2.1 может представлять запуск двигателя. Далее водитель (линейно) в течение 7 с разгоняется до скорости 20 км/ч, включив первую передачу. Эта скорость поддерживается постоянной в течение 15 с, а затем, возможно, из-за того, что транспортное средство приближается к перекрестку, водитель замедляется таким же линейным образом. В момент времени $t = 49$ с автомобиль

останавливается, где он остается на холостом ходу в течение 16 с, например, при ожидании на перекрестке или светофоре. Описанная выше последовательность, которая началась с холостого хода и закончилась на следующей фазе холостого хода, называется микро-поездкой. Аналогичная, несколько более сложная последовательность действий при вождении выполняется во время второй микро-поездки, изображенной на рисунке 9. [58]

Этот тип упрощенного цикла «многоугольной» формы может содержать больше микро-поездок с аналогичной структурой, возможно, с еще более высокими скоростями транспортного средства, или только один (в данном случае, возможно, более сложный, чем те, которые изображены на рисунке 9). Такие синтетически структурированные циклы длятся недолго, обычно менее 2 или 3 мин, и обычно выполняются более одного раза во время процедуры сертификации. Таким образом, они называются «повторяющимися» циклами. Их также называют модальными, потому что они формируются из определенных режимов движения с постоянной скоростью или ускорением, как видно из Таблицы 1. Обратите внимание на рисунке 9, что в цикле наблюдаются скачки ускорения, что означает мгновенное изменение от ускорения к постоянной скорости – факт, который может представлять трудности при воспроизведении цикла на динамометре. Несомненно, эта функция несовместима с реальным опытом вождения, который характеризуется уменьшением ускорения по мере приближения к требуемой скорости. [59]

1.7 Циклы двигатель-динамометр

Как обсуждалось в предыдущем разделе, для большинства транспортных средств (легковые автомобили, малотоннажные фургоны и грузовики, а также мотоциклы) используется процедура испытаний, при которой всё транспортное средство испытывается на динамометрическом

стенде. Однако испытания транспортных средств намного сложнее для транспортных средств большой грузоподъемности (HDV), таких как автобусы и грузовики, или внедорожников (тракторы, экскаваторы, колесные погрузчики). Это связано с большим разнообразием комбинаций двигателей, трансмиссии и транспортных средств, а также с большими размерами и массой. Несмотря на то, что существуют динамометрические испытания шасси тяжелых транспортных средств, сертификация выбросов выхлопных газов для HDV обычно проводится на двигателе, а не на испытательном цикле транспортного средства, проводимом на динамометрическом стенде двигателя. Суть в том, что двигатели и грузовики по большей части не проектируются вместе (отсутствует вертикальная интеграция). Поскольку двигатель может использоваться в различных грузовых автомобилях, а модель грузовика может быть доступна с несколькими двигателями, полное испытание HDV потребует значительно больше времени и затрат по сравнению с испытанием двигателя. В таблице 2 перечислены некоторые преимущества и недостатки испытаний шасси всего транспортного средства по сравнению с испытаниями двигателя для тяжелых транспортных средств. [60]

Во время испытания двигателя на динамометрическом стенде исследуемый двигатель следует заданной последовательности рабочих точек в форме скорости и крутящего момента по времени. Такие последовательности рабочих точек скорости/крутящего момента двигателя в зависимости от времени происходят из графика зависимости скорости (тяжелого) транспортного средства от времени, применив подходящую модель трансмиссии, рисунок 11. В этих моделях учитываются различные характеристики трансмиссии и транспортного средства, например площадь лобовой части, коэффициент аэродинамического сопротивления, вес транспортного средства, количество передач и передаточные числа и т.д. Результаты выбросов во время испытаний двигателя обычно выражаются в г/кВт ч или г/л.с., т.е. количество выбрасываемых загрязняющих веществ

уменьшается до общей работы, производимой двигателем во время испытания (вместо расстояния, пройденного транспортным средством, как в случае испытаний шасси с динамометром). [61]

Таблица 2 – Преимущества и недостатки при испытании тяжелого автомобиля на шасси или на динамометрическом стенде двигателя [62]

Метод	Преимущества	Недостатки
Испытания в составе автомобиля	<ul style="list-style-type: none"> – Возможность тестирования автомобилей любой конфигурации, включая гибриды и автомобили с усовершенствованной трансмиссией. – Возможность тестирования всех компонентов автомобиля как системы 	<ul style="list-style-type: none"> – Ограниченная доступность динамометров шасси из-за высоких капитальных затрат – Испытания на выбеге являются необходимым условием для разработки входных данных дорожной нагрузки – ограниченная доступность соответствующих испытательных средств и вариативность в зависимости от условий окружающей среды – Не соответствует существующим целевым показателям выбросов, которые основаны на динамометрических испытаниях двигателя. – Каждая категория HDV практически потребует отдельных лимитов выбросов (г/км).
Испытания двигателя на тормозном стенде	<ul style="list-style-type: none"> – Снижение затрат, поскольку тестируется только один двигатель, который затем может использоваться в различных шасси/кузовах автомобилях – Единый набор предельных значений выбросов для различных условий использования в составе различных шасси автомобиля. 	<ul style="list-style-type: none"> – Настройка двигателя на динамометре занимает больше времени – Невозможно протестировать подсистемы трансмиссии – Тест не гарантирует, что двигатель, подключенный к определенной трансмиссии и установленный на конкретном автомобиле, будет вести себя так же, как во время сертификации.

Чтобы разные двигатели были испытаны в одном и том же цикле, частота вращения и крутящий момент двигателя указываются в нормализованной форме (%) с процедурой денормализации в зависимости от

отображения проверяемого двигателя. Пожалуй, самая существенная разница между испытаниями шасси и двигателя заключается в этом. Цикл двигателя фактически масштабируется с учетом возможностей каждого двигателя, что было бы неверно, если бы выполнялась процедура испытания шасси с динамометром. Если бы был применен цикл с жесткой последовательностью скоростей, он был бы довольно легким для мощных транспортных средств и, вероятно, недоступным для маломощных. Напротив, каждый двигатель должен испытывать одинаковые требования к мощности в цикле двигатель-динамометр. Еще одно ключевое различие между тестированием двигателя и шасси – это степень участия водителя. Динамометрический стенд двигателя контролирует все входы, включая педаль акселератора двигателя. С другой стороны, установка динамометрического стенда обычно полагается на опытного водителя, который будет управлять транспортным средством на протяжении всего испытания. [63]

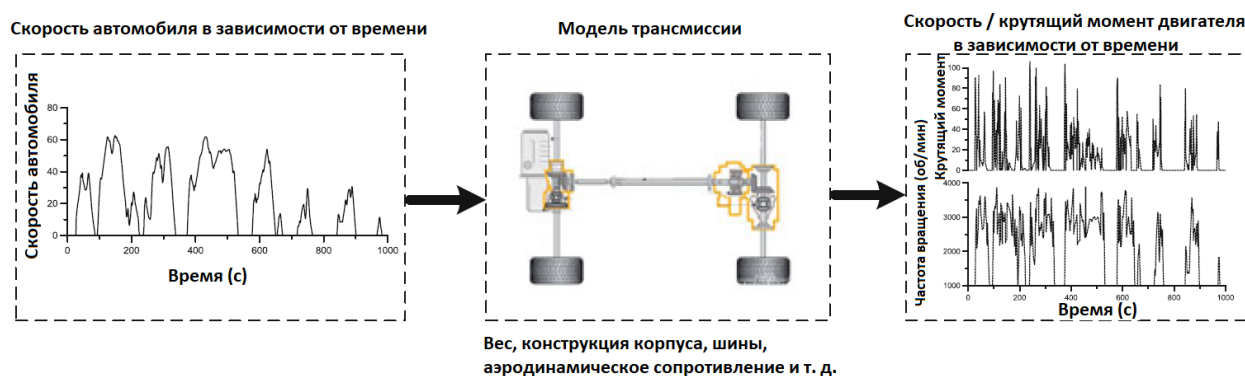


Рисунок 11 – Преобразование зависимости скорости транспортного средства от времени в зависимость частоты вращения / крутящего момента двигателя от времени с применением модели трансмиссии [64]

Циклы, используемые для проверки соответствия двигателей тяжелых транспортных средств нормам выбросов, подразделяются на [65]:

- Установившиеся или модальные циклы, когда двигатель испытывается в определенных (установившихся) рабочих точках, известных как режимы.
- Переходные циклы, состоящие из непрерывной последовательности

рабочих точек частоты вращения/крутящего момента двигателя на посекундной основе.

Типичный пример установившегося цикла для большегрузных автомобилей показан на рисунке 12. Тестирование двигателя выполняется на трех промежуточных скоростях, А, В и С, рассчитанных на основе конкретной схемы двигателя, и для определенных нагрузок двигателя [66].

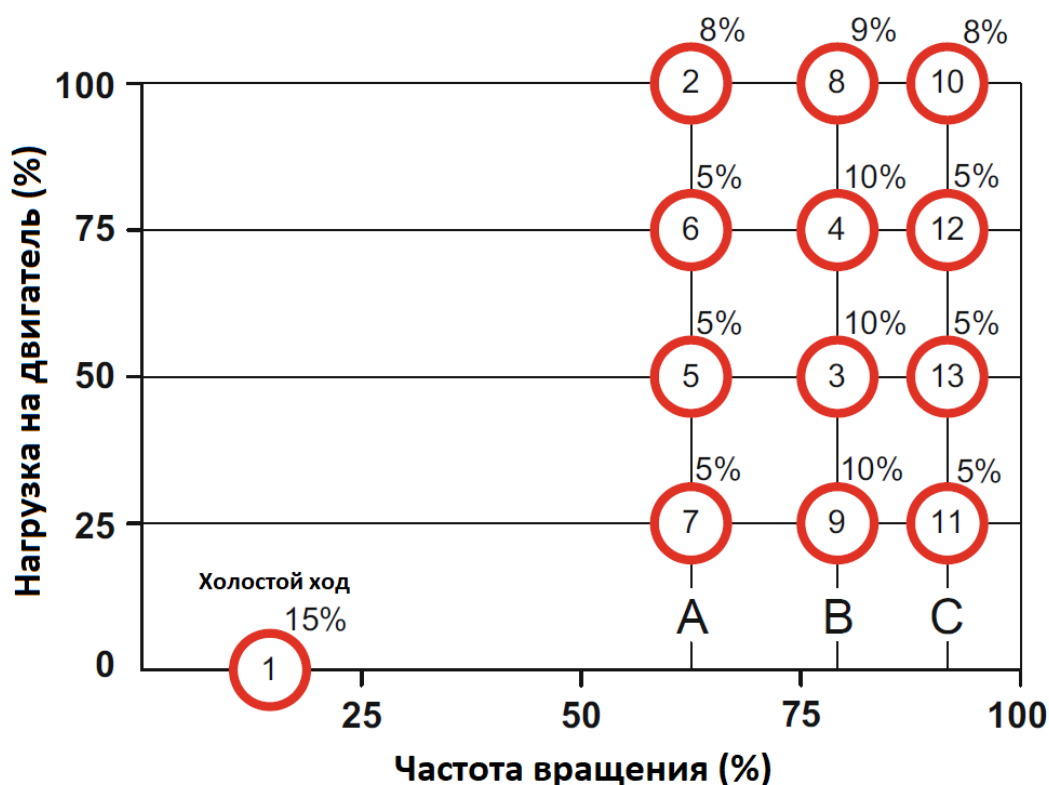


Рисунок 12 – Типичный пример установившегося цикла для большегрузных автомобилей [67]

В данном случае по четыре на каждую протестированную скорость. Для других циклов, таких как внедорожные, проходят испытания две скорости, максимальная мощность и максимальная крутящий момент. В соответствии с конкретным приложением одна контрольная точка может быть состоянием холостого хода. Состояние холостого хода важно для двигателей тяжелых транспортных средств на дорогах, поскольку работа на холостом ходу составляет значительную часть их работы, но не имеет значения для двигателей, приводящих в действие электрические генераторы.

Во время испытаний в установившемся режиме двигателю дают возможность стабилизироваться в каждой точке испытания перед началом отбора проб [68].

Нагрузка (крутящий момент) на рисунке 12 представлена в процентной форме. Это означает, что при каждой исследуемой скорости проверяемые нагрузки зависят от карты крутящего момента двигателя. Следовательно, процентные значения представляют для данного режима испытаний отношение требуемого крутящего момента к максимально возможному крутящему моменту на этой конкретной скорости, как показано на рисунке 13 [69].

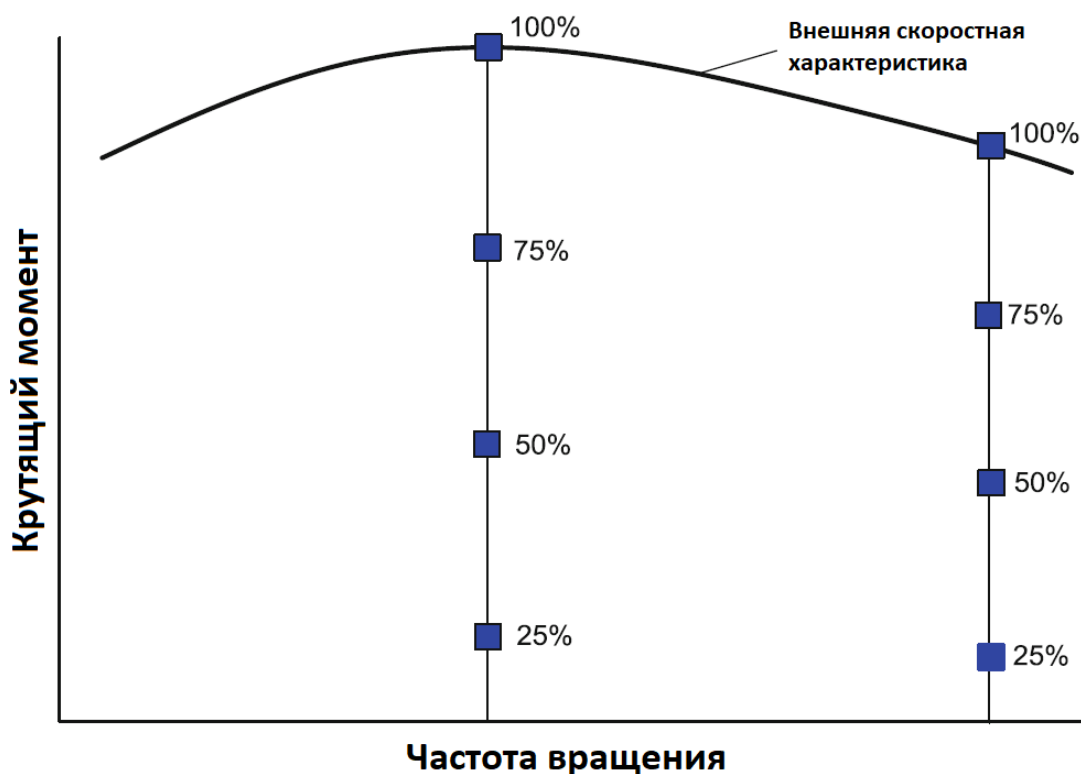


Рисунок 13 – Шкала крутящего момента, показан процент крутящего момента при полной нагрузке на двух скоростях двигателя (максимального крутящего момента и максимальной мощности) [70]

Для того, чтобы суммарные результаты токсичности отражали характер движения транспортного средства (или в целом рабочий цикл двигателя), весовые коэффициенты присваиваются результатам из каждой контрольной точки. Для случая, изображенного на рисунке 13, где цикл предназначен для

сертификации тяжелых дорожных грузовиков, довольно высокий процент (15%) был отнесен к работе на холостом ходу, тогда как весовые коэффициенты (8–9%) отнесены к работе при полной нагрузке. [71]

Очевидно, что токсичность на переходных режимах, которые происходят во время непрерывно меняющихся условий работы двигателя, не могут быть эффективно зафиксированы стационарными циклами. Другой особенностью установившихся циклов является тот факт, что двигатель всегда испытывается в горячем состоянии (поскольку стабилизация в каждой точке испытания является предварительным условием перед отбором образцов), поэтому не учитываются эффекты холодного пуска. Эффекты регенерации токсичных компонентов в современных системах очистки дизельных двигателей, которые приводят к кратковременному обогащению смеси и превышению выбросов по углеводородам для успешной регенерации, также не могут быть учтены. Кроме того, проверяются только определенные частоты вращения двигателя (две или три), несмотря на то что во время реального вождения двигатель охватывает очень широкий диапазон скоростей (и нагрузок). С чисто экспериментальной точки зрения процедура проведения стационарного испытания имеет два недостатка. Во-первых, существует множество запусков и остановок отбора проб, а это означает, что выбросы из предыдущего режима могут быть неправильно включены в следующий режим из-за неизбежного мертвого объема в системе отбора проб. Во-вторых, короткий период дискретизации каждого режима приводит к очень небольшому количеству твердых частиц, осаждаемых на фильтре. Это может оказаться проблематичным, потому что действующие в настоящее время стандарты РМ приближаются к минимальным пределам обнаружения для многих микровесов РМ. В свете вышеизложенного неудивительно, что установившиеся циклы постепенно заменялись более сложными испытаниями, в первую очередь из-за их неспособности удовлетворительно коррелировать с реальными переходными выбросами. [72]

Во-первых, установившиеся циклы могут выполняться в непрерывном «нарастающем» режиме, что означает, что выбросы выхлопных газов не измеряются дискретно только в каждой контрольной точке. Вместо этого измерение является непрерывным, включая переходы между режимами; переходы должны выполняться линейным образом в течение определенного периода времени (например, 20 секунд). Для установившегося цикла, показанного на рисунке 13, вариант с линейным изменением показан на рисунке 14. Сейчас нет весовых коэффициентов, но продолжительность каждого режима определяет его вес во всей выборке выбросов. Такие линейные циклы двигатель-динамометр напоминают модальные циклы шасси-динамометра, обсуждавшиеся в предыдущем разделе, демонстрируя общую простую форму с постоянными изменениями скорости/нагрузки и продолжительными периодами работы с постоянной скоростью, и крутящим моментом. [73]

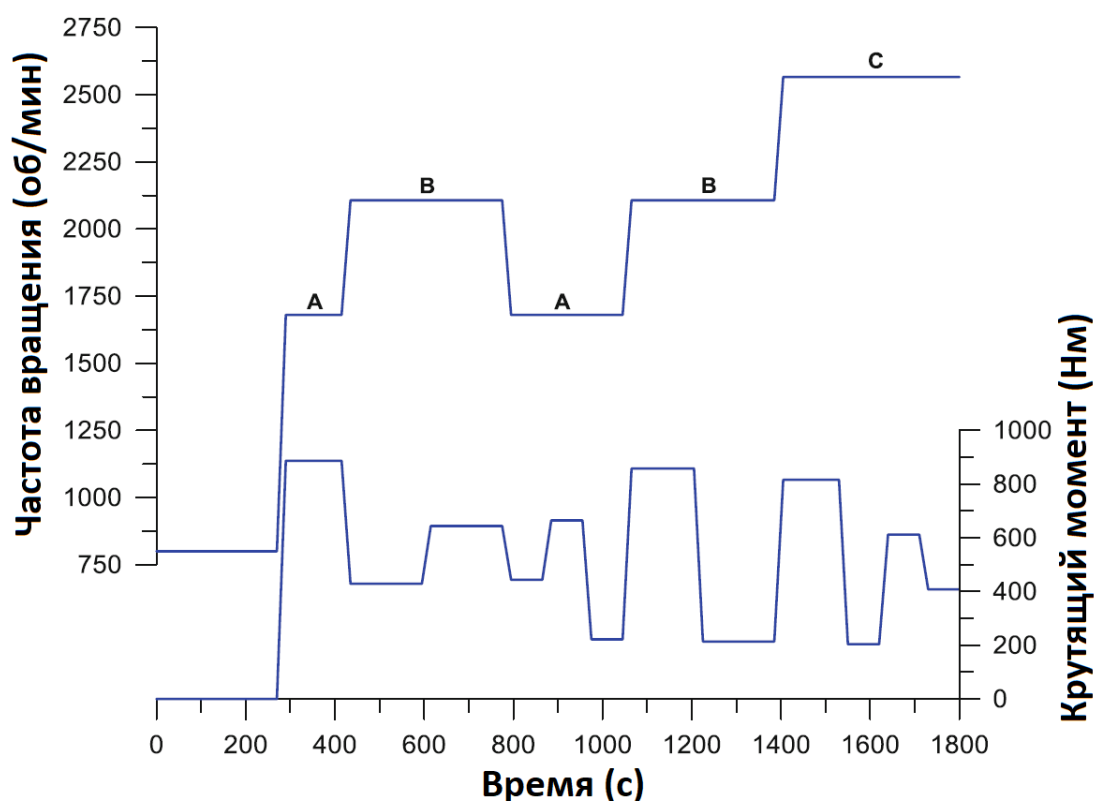


Рисунок 14 – Модальная версия с линейным изменением установившегося цикла, для конкретного двигателя с общей продолжительностью 30 минут [74]

1.8 Циклы двигатель-динамометр с анализом переходных процессов

В дополнение к линейным модальным циклам, циклы двигатель-динамометр эволюционировали до сложной формы включая анализ переходных процессов, как обычно показано на рисунке 15. Подобно многим циклам шасси-динамометр, цикл, показанный на рисунке 15, состоит из различных фаз, имитирующих различные части повседневного вождения, а именно городское, сельское и шоссе (автомагистраль) [75].

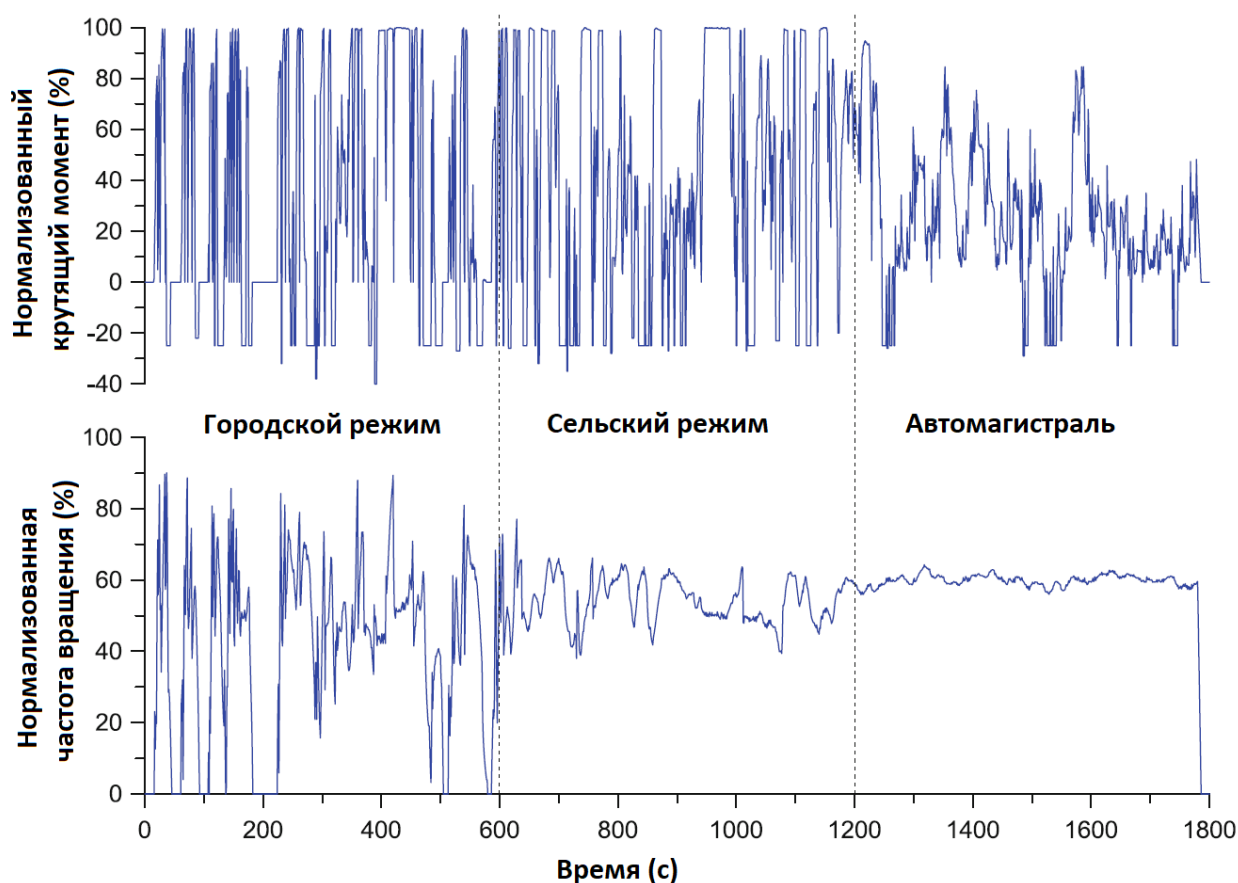


Рисунок 15 – Переходный цикл, использовавшийся в 2000-х годах для сертификации двигателей большой мощности в Европейском Союзе, состоящий из трех сегментов (продолжительностью 600 секунд каждый) [76]

Очевидно, что цикл очень кратковременный с непрерывными изменениями скорости и нагрузки, поскольку можно было бы ожидать, что двигатель тяжелого грузовика или автобуса будет работать во время ежедневной езды. Принимая во внимание, что подавляющее большинство

таких тяжелых транспортных средств имеют дизельные двигатели, которые имеют турбонаддув, то нет сомнений в том, что токсичность выхлопных газов (в частности, твердых частиц/сажи) повышающуюся во время переходных режимов, можно адекватно оценить по данному циклу [77].

Важным аспектом переходных циклов двигатель-динамометр являются их автомобильные сегменты, то есть фазы, на которых двигатель приводится в движение динамометром (обозначенные как точки с отрицательным крутящим моментом на рисунке 15). Эти автомобильные сегменты используются для проверки двигателя в условиях, когда на дороге подача топлива не происходит, хотя двигатель все еще вращается (например, при движении под уклон с нажатой педалью акселератора). В таких случаях важно проверить наличие подтекания топлива из форсунок [78].

На рисунке 16 показаны различия между установившимся и переходным циклами при испытании двигателей большой мощности.

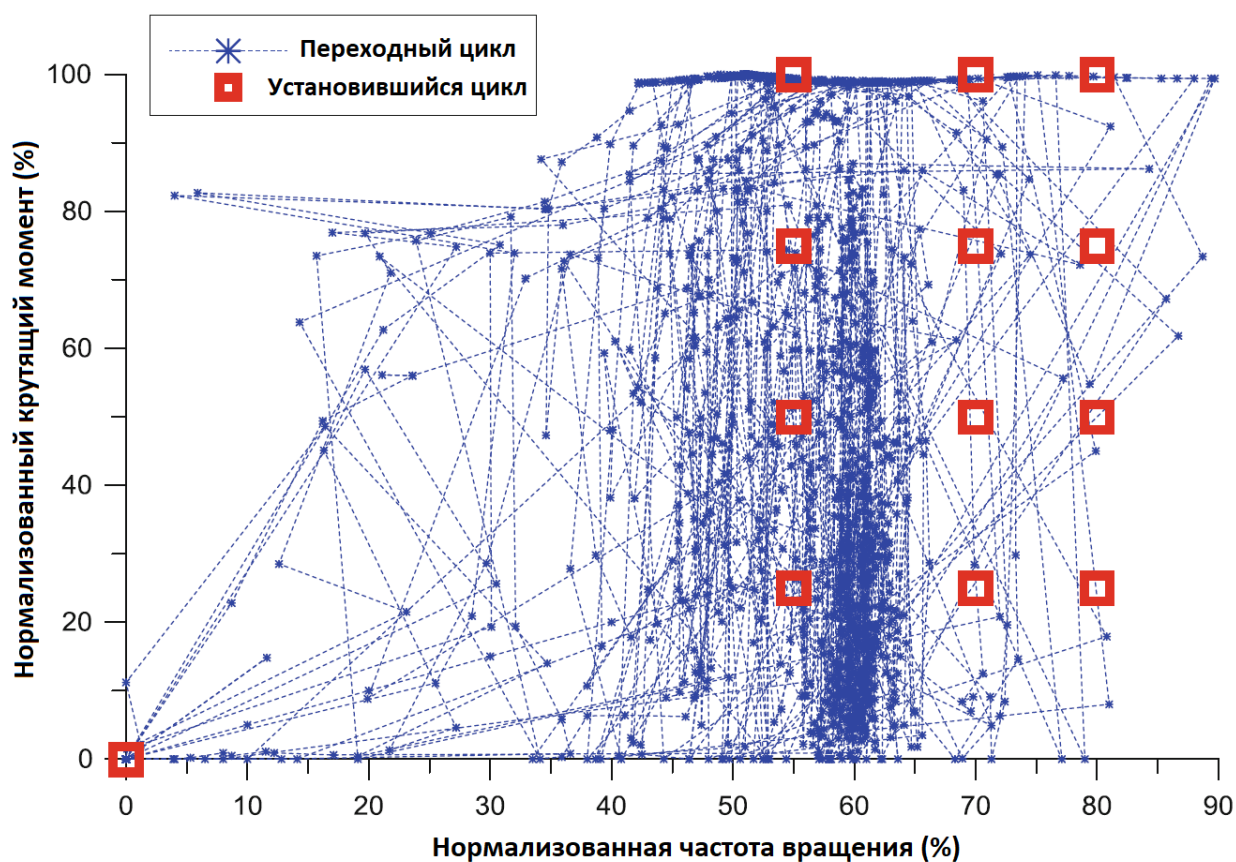


Рисунок 16 – Сравнение между установившимся циклом на рисунке 13 и переходным процессом на рисунке 15 [79]

Понятно, что в переходном цикле проверяется не только динамическая работа двигателя (через переходы между различными контрольными точками), но и гораздо более широкий рабочий диапазон [80].

Помимо европейского цикла ETC, изображенного на рисунке 15, двумя другими известными циклами для тяжелых грузовиков являются американский FTP и всемирный WHTC. Кроме того, был разработан переходный цикл для сертификации внедорожных транспортных средств, NRTC [81].

Типичными атрибутами, используемыми для изучения и оценки динамометрического цикла двигателя, являются [82]:

- продолжительность теста;
- средняя (нормированная) частота вращения и крутящий момент двигателя;
- максимальные (нормированные) частота вращения и крутящий момент двигателя;
- увеличение максимальной скорости и нагрузки;
- увеличение средней нагрузки;
- время, затраченное на ускорение или замедление или с постоянной скоростью;
- время, проведенное с увеличением или уменьшением или с постоянной нагрузкой;
- время простоя, выраженное как общее количество «остановок» в течение цикла, средняя продолжительность «останова» и процент времени простоя по отношению к общему;
- фаза движения, выраженная в процентах от общего времени, и частота (изменение крутящего момента в минуту);
- время, проведенное с двигателем, работающим в определенных режимах скорости и/или нагрузках (например, ниже 30%, выше 70% и т.д.);
- частота увеличения нагрузки (в минуту);

- распределение частоты вращения/крутящего момента двигателя и частотное распределение крутящего момента двигателя/частоты вращения.

В частности, частота увеличения нагрузки и скорости, а также увеличение средней нагрузки/скорости являются наиболее важными показателями в отношении токсичных выбросов у дизельных двигателей с турбонаддувом. С другой стороны, средний уровень скорости и крутящего момента, а также процентное время простоя определяют общий объем работы (кВт ч), произведенной двигателем во время испытания [83].

Обратите внимание, что, поскольку пройденное расстояние соответствующего транспортного средства невозможно рассчитать, различные характеристики цикла двигателя могут быть сокращены только до его временной продолжительности. Фактические скорости, а следовательно, и ускорения, не могут быть рассчитаны только на основе нормализованных данных, они зависят от диапазона скоростей конкретного тестируемого двигателя, а также от точного выражения денормализации. Двумерные и трехмерные частотные распределения относительно (нормализованных) частоты вращения и крутящего момента двигателя могут быть построены для переходных циклов двигателя и предоставить ценную информацию при получении более точного профиля цикла. Для цикла, показанного на рисунке 15, рисунок 17 демонстрирует частотное распределение для различных диапазонов скорости и крутящего момента. Кажется, что цикл смещен в сторону скоростей около 40–70% (нормированные значения), при этом большинство моментов возникает в условиях низкой нагрузки (<10%) и высокой нагрузки (> 90%). Из рисунка 2.26 можно сделать интересный вывод о том, что цикл, похоже, недооценивает низкие обороты двигателя, то есть движение в городе [84].

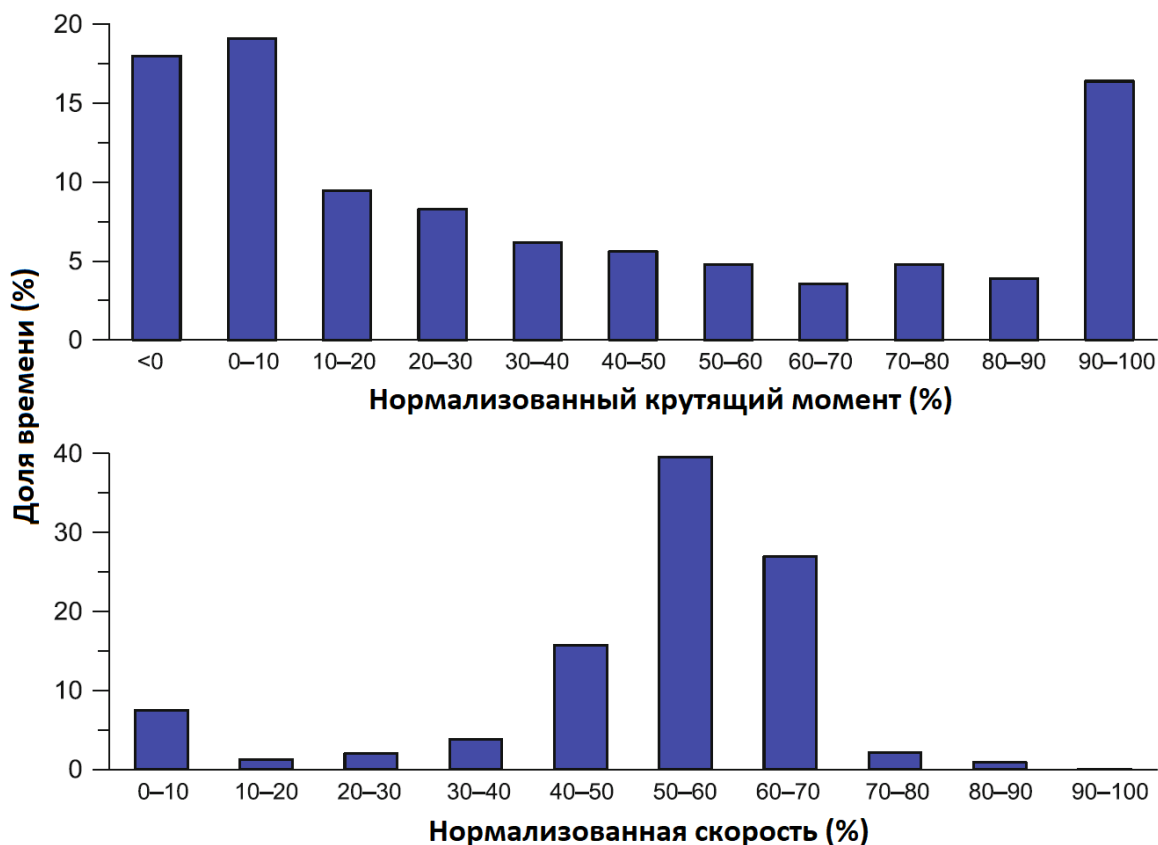


Рисунок 17 – Нормализованное распределение частоты вращения/ крутящего момента для переходного цикла, показанного на рисунке 15 [85].

Поскольку калибровка двигателей для тяжелых условий эксплуатации и внедорожников традиционно ориентирована на низкий расход топлива, без сомнения, очень сложной задачей является поддержание этой цели при одновременном соблюдении все более строгих требований по выбросам выхлопных газов. Это особенно верно, когда речь идет о выбросах NO_x , поскольку они имеют обратную зависимость от количества подаваемого в цилиндр топлива. Неудивительно, что для транспортных средств большой грузоподъемности также существует разрыв между реальными и сертификационными выбросами, упомянутый ранее для динамометрических испытаний шасси. Основной пробел в отношении мер по обходу цикла, и, поскольку тестируется только двигатель, заключается в способности спроектировать силовую передачу транспортного средства таким образом, чтобы наиболее часто используемый диапазон частоты вращения двигателя находился за пределами диапазона, который в настоящее время проверяется

на циклах утвержденных типов. Для цикла, изображенного на рисунке 13 и 15, это будет работа двигателя на низких оборотах. Вышеупомянутые аргументы еще раз подчеркивают необходимость того, чтобы цикл сертификации был как можно более репрезентативным и включал в себя как можно более широкий диапазон оборотов двигателя и нагрузки [86].

Выводы по 1 главе.

Обзор научных работ показал, что развитие подходов к моделированию постоянно развиваются и такое направление как моделирование ездовых циклов тоже активно изучается, так как любое моделирование фактически дешевле, чем проведение натурных испытаний. Для проведения моделирования ездового цикла необходимо составить подробную карту характеристик двигателя от 0 до максимальных нагрузок и от минимальной до максимальной частоте вращения, с обязательной оценкой токсичности, что позволяет нам оставить достоверную карту мощностных и токсических характеристик двигателя, по которой уже выполнить пересчет с учетом особенностей трансмиссии на ездовой цикл.

Глава 2 Описание исследуемых моделей двигателя

Экспериментальные исследования проводились в специально оборудованном боксе на кафедре «Энергетические машины и системы управления» ТГУ. Исследовался двигатель ВАЗ-2111 с распределенным впрыском топлива (рисунок 18).



Рисунок 18 – Двигатель ВАЗ-2111 с распределенным впрыском топлива, подготовленный к проведению исследований

В ходе испытаний исследовались вопросы изменения токсичности в зависимости от режима работы двигателя. На рисунке 19 представлена регулировочная характеристика по УОЗ ($n = 2000$ об/мин; $P_e = 0,2$ МПа; $\alpha = 1,22$), где приведена концентрация СН в отработавших газах и расход топлива в зависимости от угла опережения зажигания.

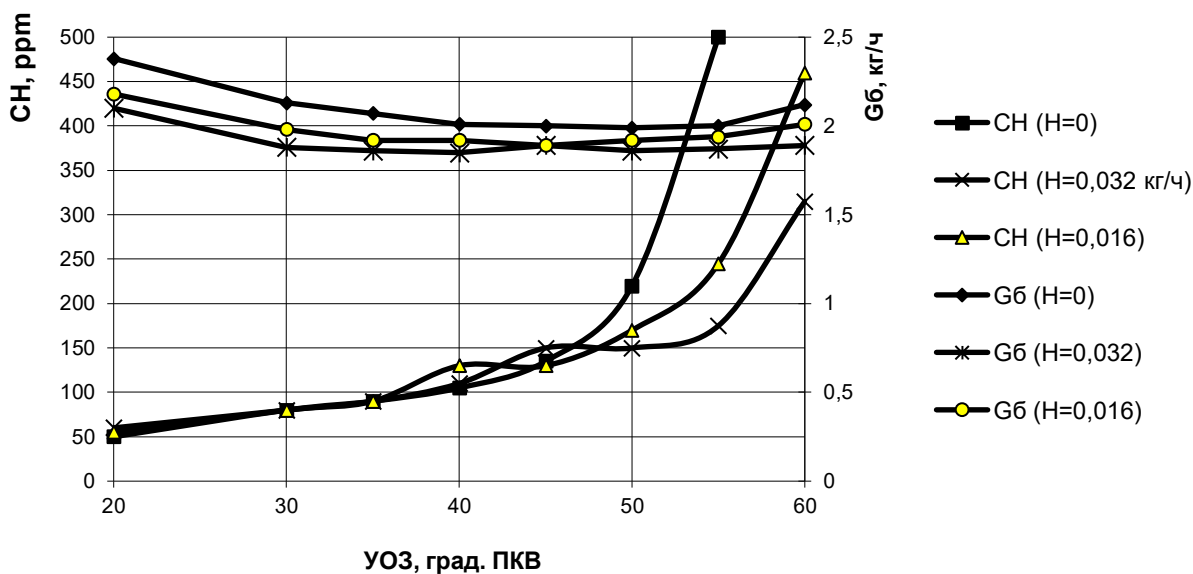


Рисунок 19 – Регулировочная характеристика по УОЗ ($n = 2000$ об/мин; $Pe = 0,2$ МПа; $\alpha = 1,22$).

На рисунке 20 представлена характеристика по составу смеси ($n = 2000$ об/мин; $Pe = 0,2$ МПа; УОЗ=опт.), где приведена концентрация СН в отработавших газах и расход топлива в зависимости от состава смеси.

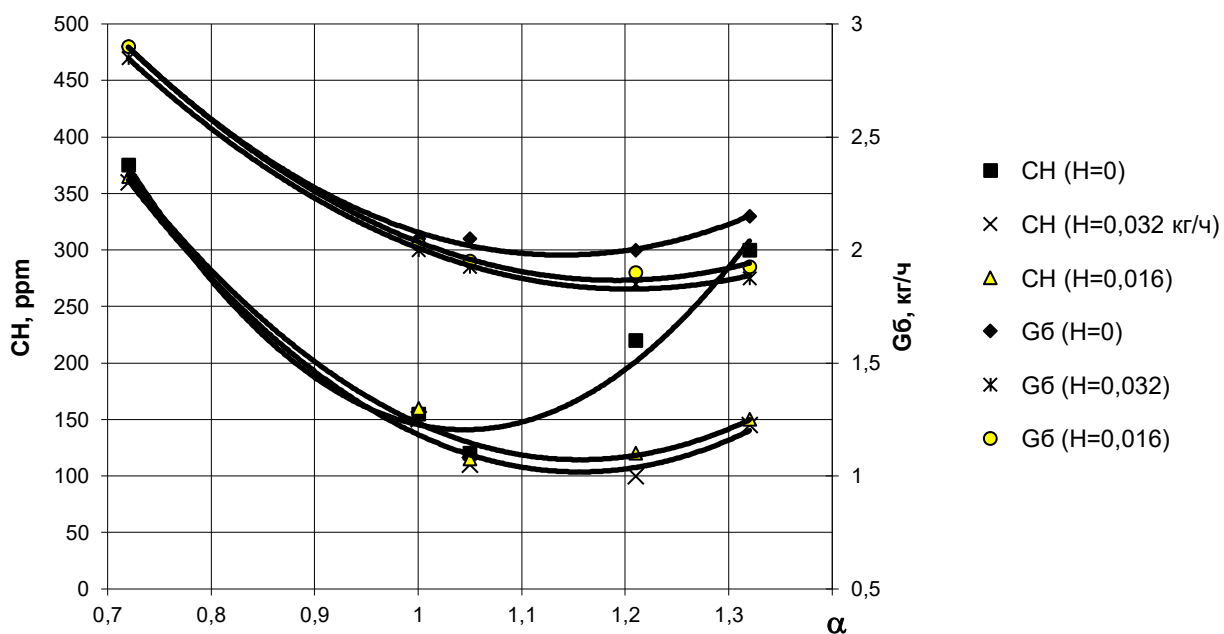


Рисунок 20 – Характеристика по составу смеси ($n = 2000$ об/мин; $Pe = 0,2$ МПа; УОЗ=опт.)

На рисунке 21 представлена регулировочная характеристика по составу смеси на режиме холостого хода при постоянном угле опережения зажигания ($n = 2000$ об/мин, $P_e = 0$, $G_H = \text{var}$, $\text{УОЗ} = 30$ град. ПКВ), где приведена концентрация CH , CO и CO_2 в отработавших газах в зависимости от состава смеси.

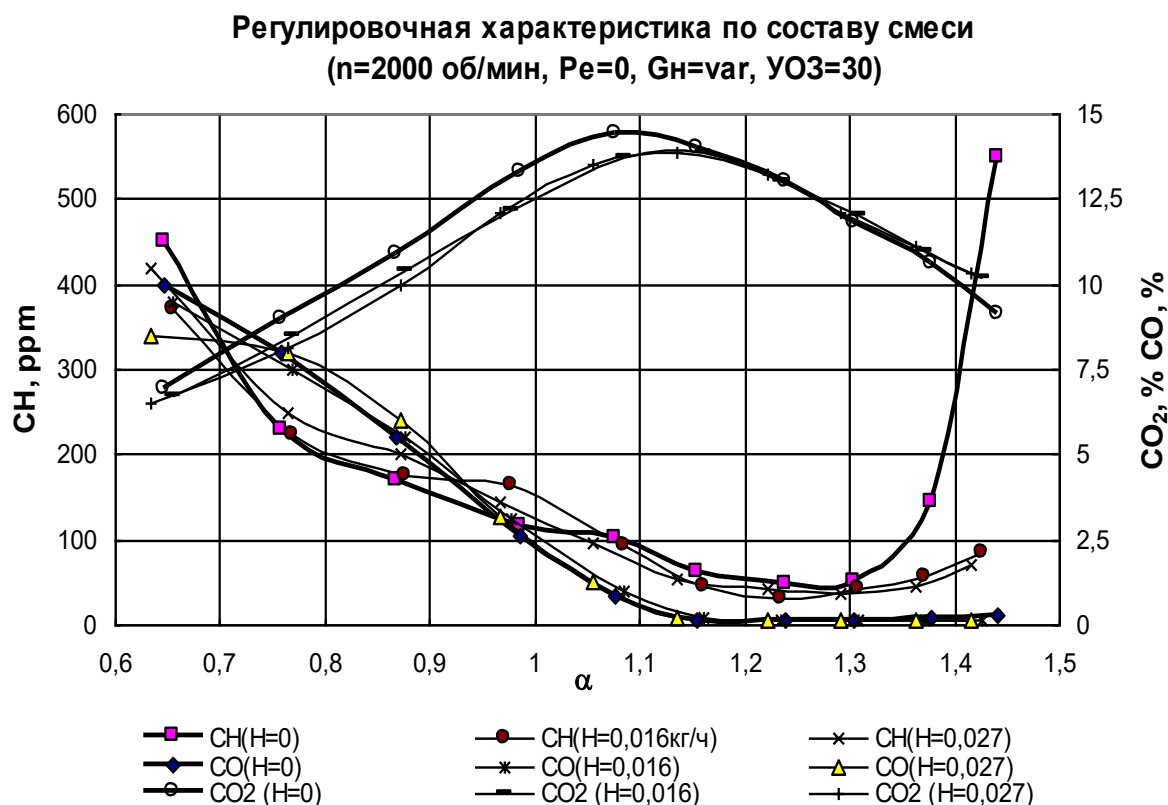


Рисунок 21 – Регулировочная характеристика по составу смеси ($n = 2000$ об/мин, $P_e = 0$, $G_H = \text{var}$, $\text{УОЗ} = 30$ град. ПКВ)

На рисунке 22 представлена регулировочная характеристика по составу смеси ($n = 2000$ об/мин, $P_e = 0,2$ МПа, $\text{УОЗ} = \text{опт.}$) на режиме средних нагрузок, где приведена концентрация CH и CO в отработавших газах в зависимости от состава смеси.

Регулировочная характеристика по составу смеси ($n=2000$ об/мин,
 $P_e=0,2$ МПа, УОЗ=опт)

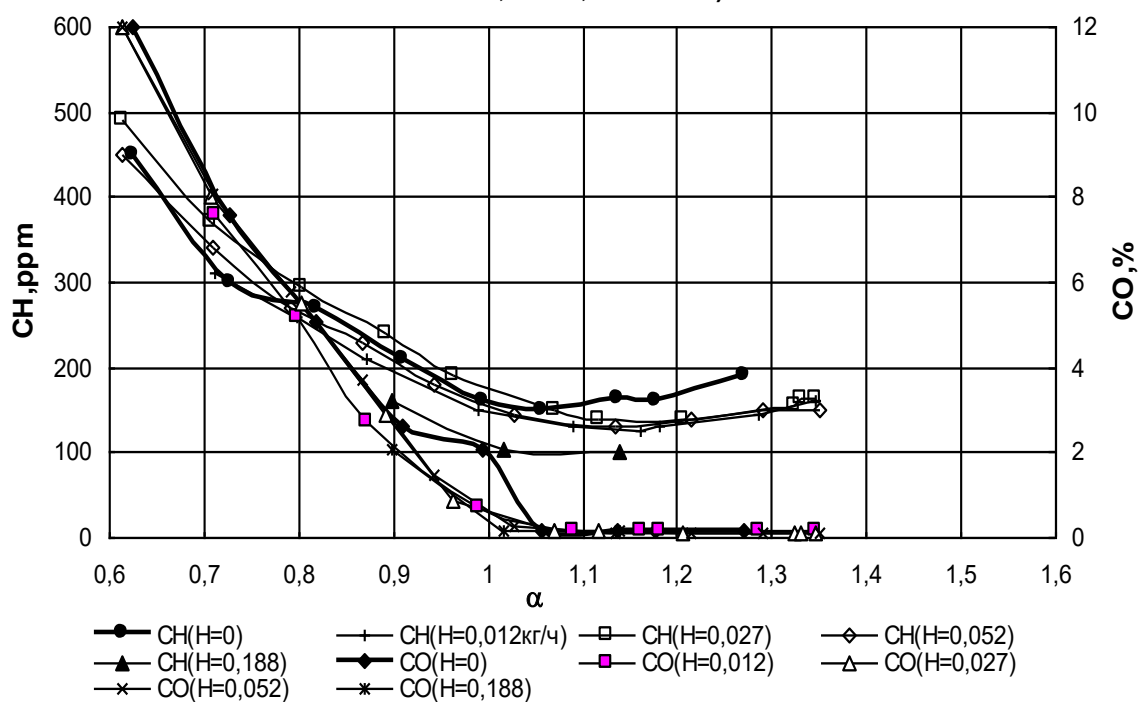


Рисунок 22 – Регулировочная характеристика по составу смеси ($n = 2000$ об/мин, $P_e = 0,2$ МПа, УОЗ = опт.)

Выводы по главе 2

Проведенный анализ результатов экспериментальных исследований показал, что токсичность двигателя на различных режимах зависит от условий протекания процесса сгорания и свойств топлива.

Глава 3 Обзор результатов, полученных на модели четырехцилиндрового двигателя с регулируемой дроссельной заслонкой

Модель четырехцилиндрового двигателя была разработана на основе геометрии и конфигурации испытательного двигателя, как показано на рисунке 23, с использованием ведущего на рынке программного обеспечения для моделирования двигателей WAVE Ricardo 17.1. Реализована прогнозирующая модель горения, использующая квазиразмерный процесс распространения пламени. Трехмерная модель формы камеры сгорания используется для расчета площади распространения пламени. Особое внимание при проверке модели уделялось давлению в цилиндре во время газообмена и сгорания для оценки производительности впускной и выпускной систем, а также прогнозирующей модели сгорания.

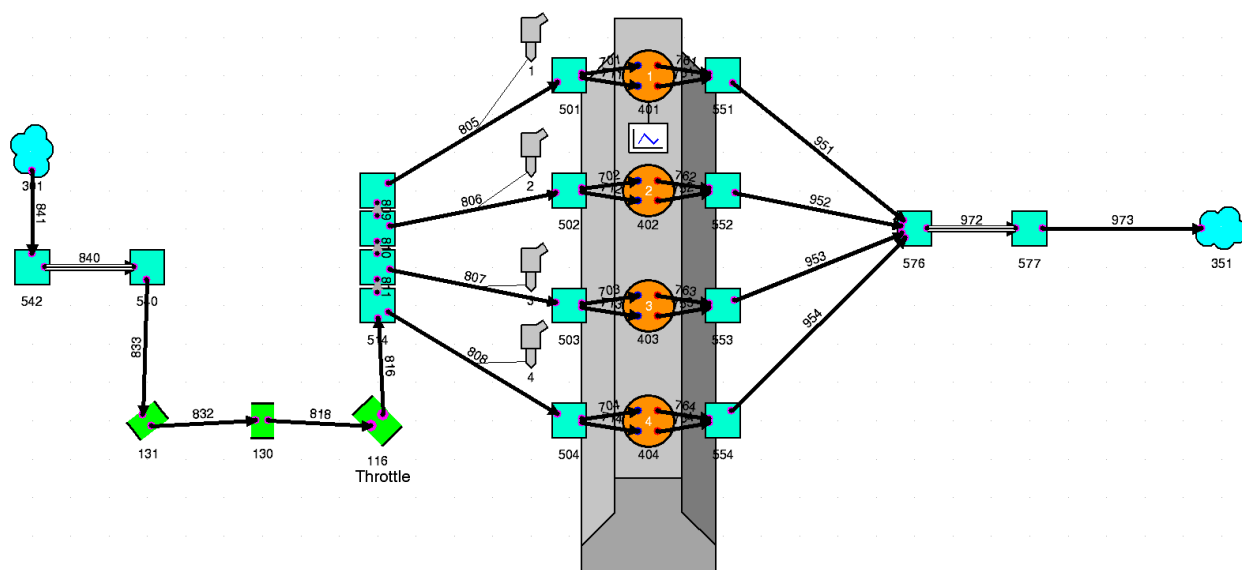


Рисунок 23 – Структура модели виртуального двигателя

Процесс горения моделируется с помощью квазиразмерной модели распространения пламени. Геометрия компонентов системы впуска и выпуска измеряется и преобразуется в одномерное представление координат, измерения также включают коэффициенты расхода и условия эксплуатации.

Расчет проводился для частот вращения от 6000 до 1000 с шагом в 500 мин⁻¹. Пример полученных результатов расчета приведен только для полностью открытой дроссельной заслонке, из-за большого объема данных. На рисунке 24 представлены индикаторные диаграммы в Р-φ координатах с шагом по частоте вращения в 1000 мин⁻¹.

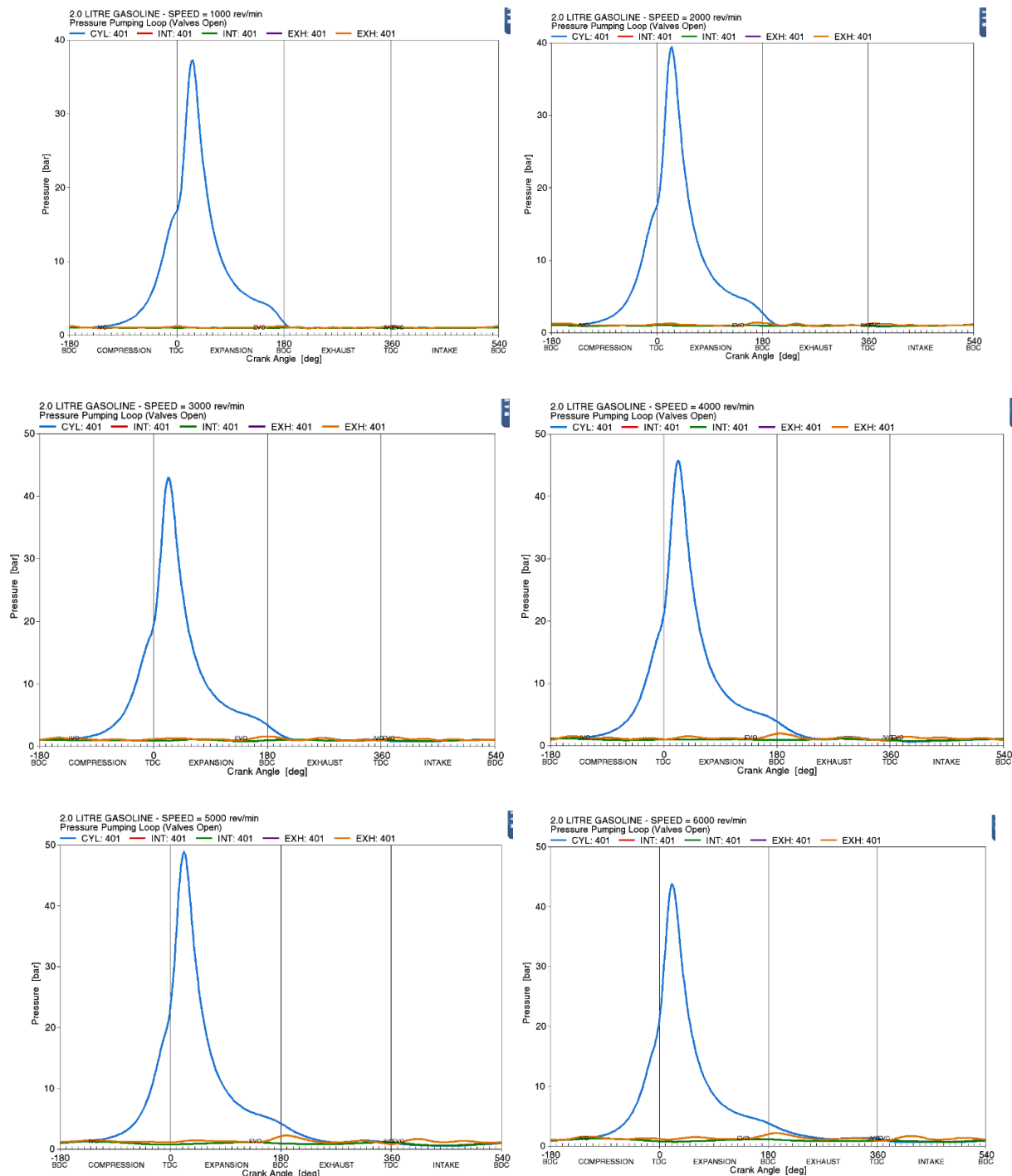


Рисунок 24 – Индикаторная диаграмма при работе на бензине на полном дросселе

На рисунке 25 представлены диаграммы изменения температуры в цилиндре в Т-ф координатах с шагом по частоте вращения в 1000 мин^{-1} .

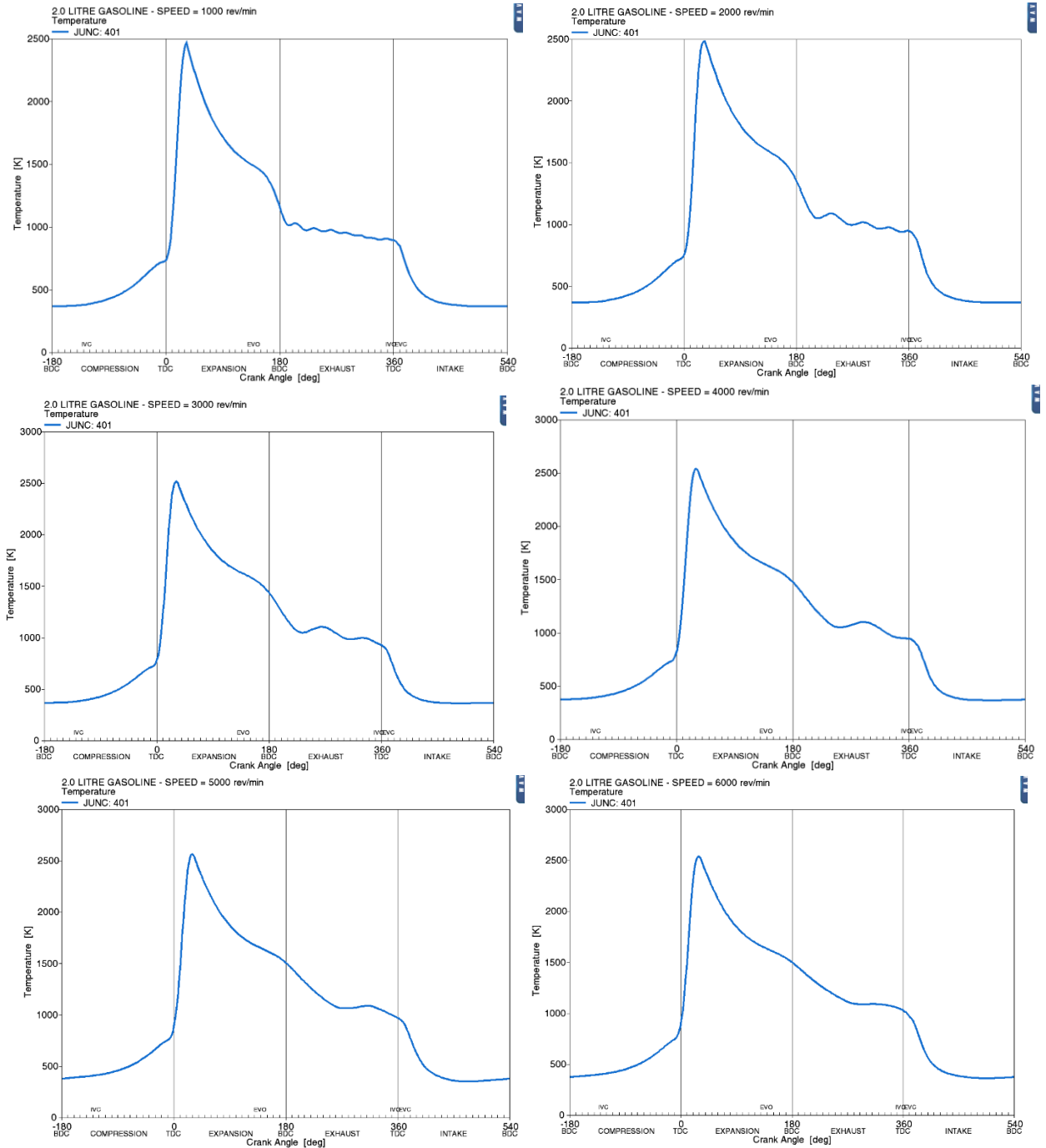


Рисунок 25 – Диаграммы изменения температуры в цилиндре в Т-ф координатах при работе на бензине на полном дросселе

На рисунке 26 представлены диаграммы изменения количества несгоревших углеводородов в процессе сгорания с шагом по частоте вращения в 1000 мин^{-1} .

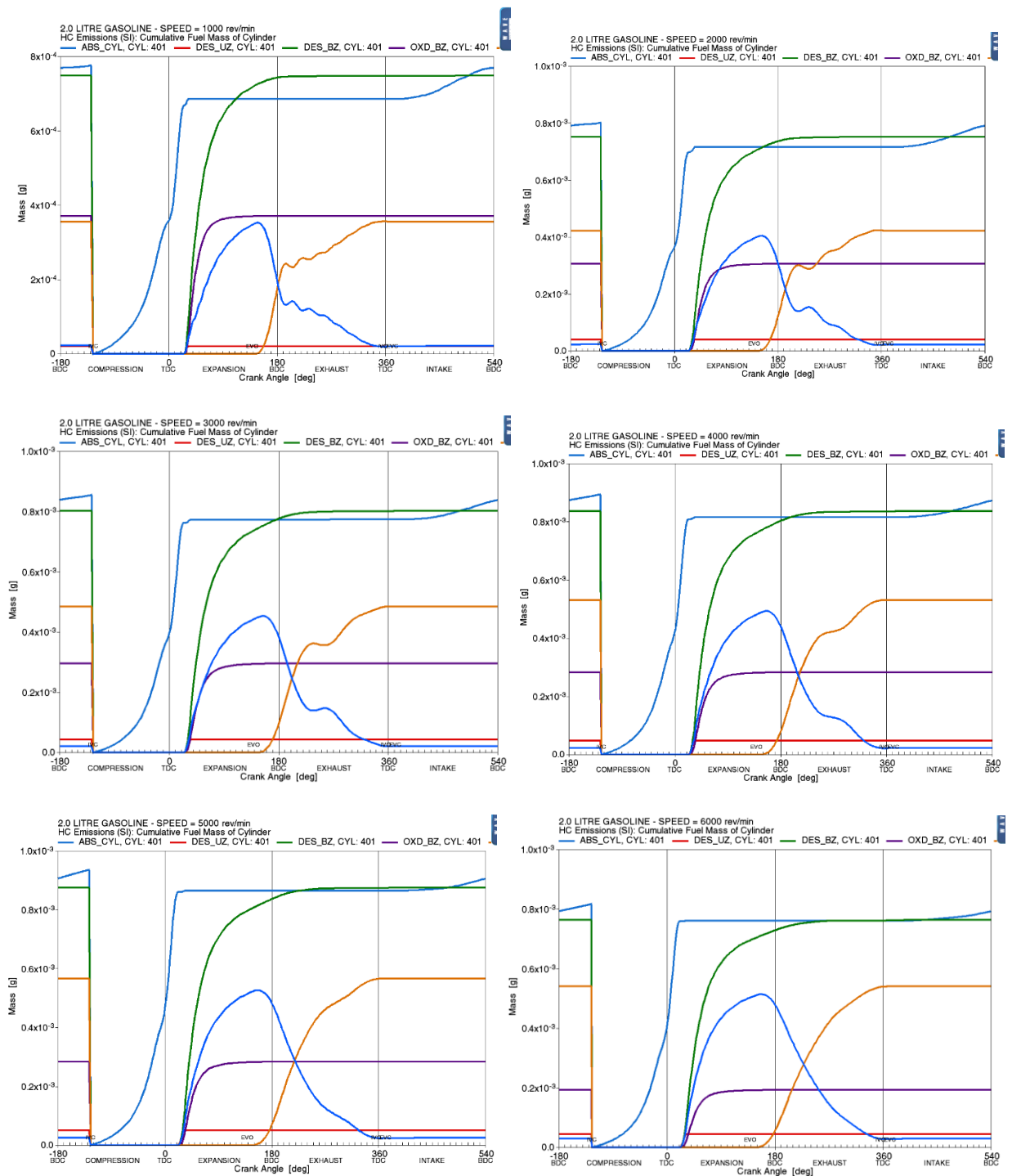


Рисунок 26 – Диаграммы изменения количества несгоревших углеводородов в процессе сгорания при работе на бензине на полном дросселе

На рисунке 27 представлены диаграммы изменения концентрации оксидов азота в процессе сгорания с шагом по частоте вращения в 1000 мин^{-1} .

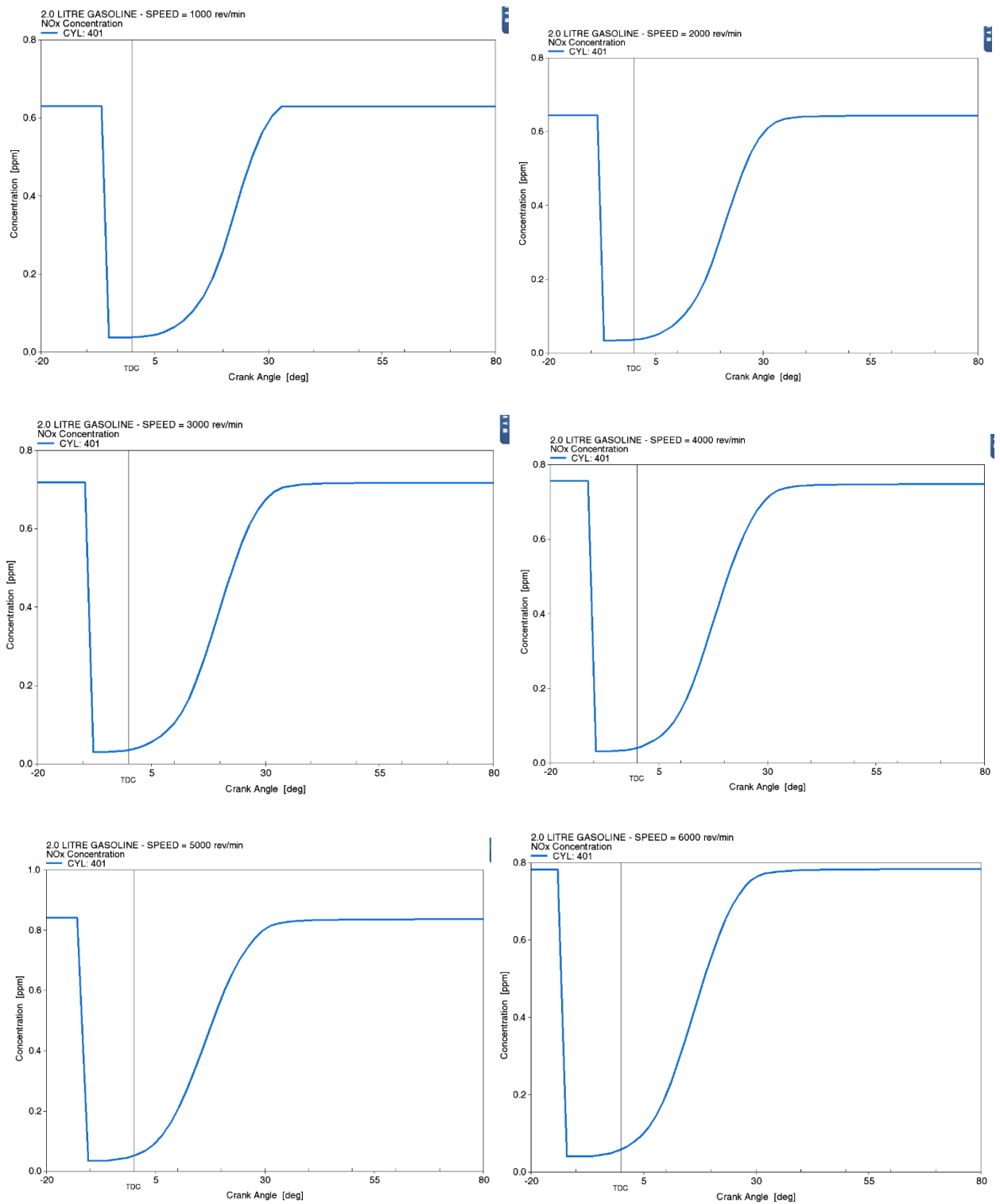


Рисунок 27 – Диаграммы изменения концентрации оксидов азота в процессе сгорания при работе на бензине на полном дросселе

На рисунке 28 представлены индикаторные диаграммы в P-V координатах с шагом по частоте вращения в 1000 мин^{-1} .

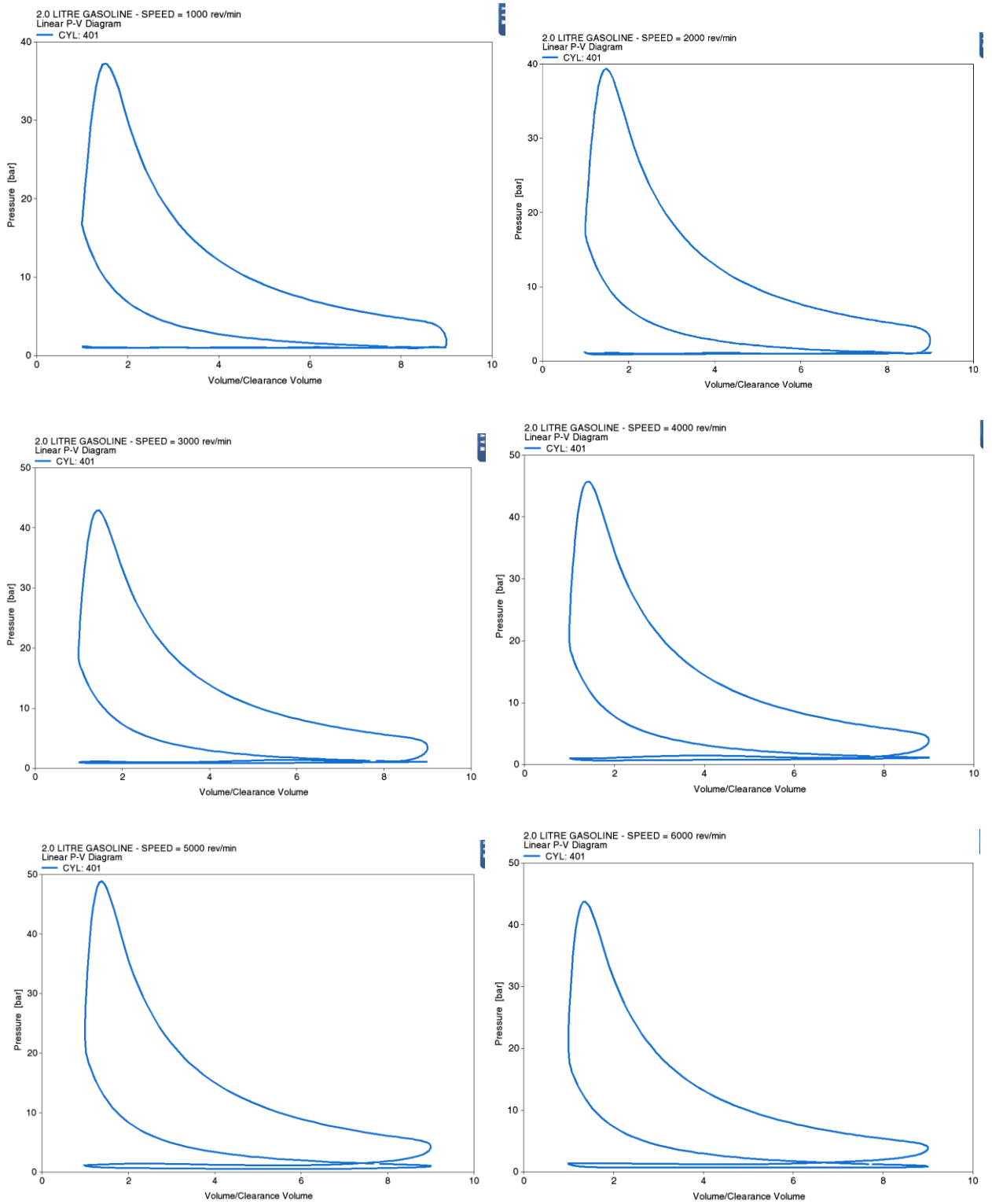


Рисунок 28 – Индикаторные диаграммы в P-V при работе на бензине на полном дросселе

На рисунке 29 представлены индикаторные диаграммы в логарифмах P-V координат с шагом по частоте вращения в 1000 мин^{-1} .

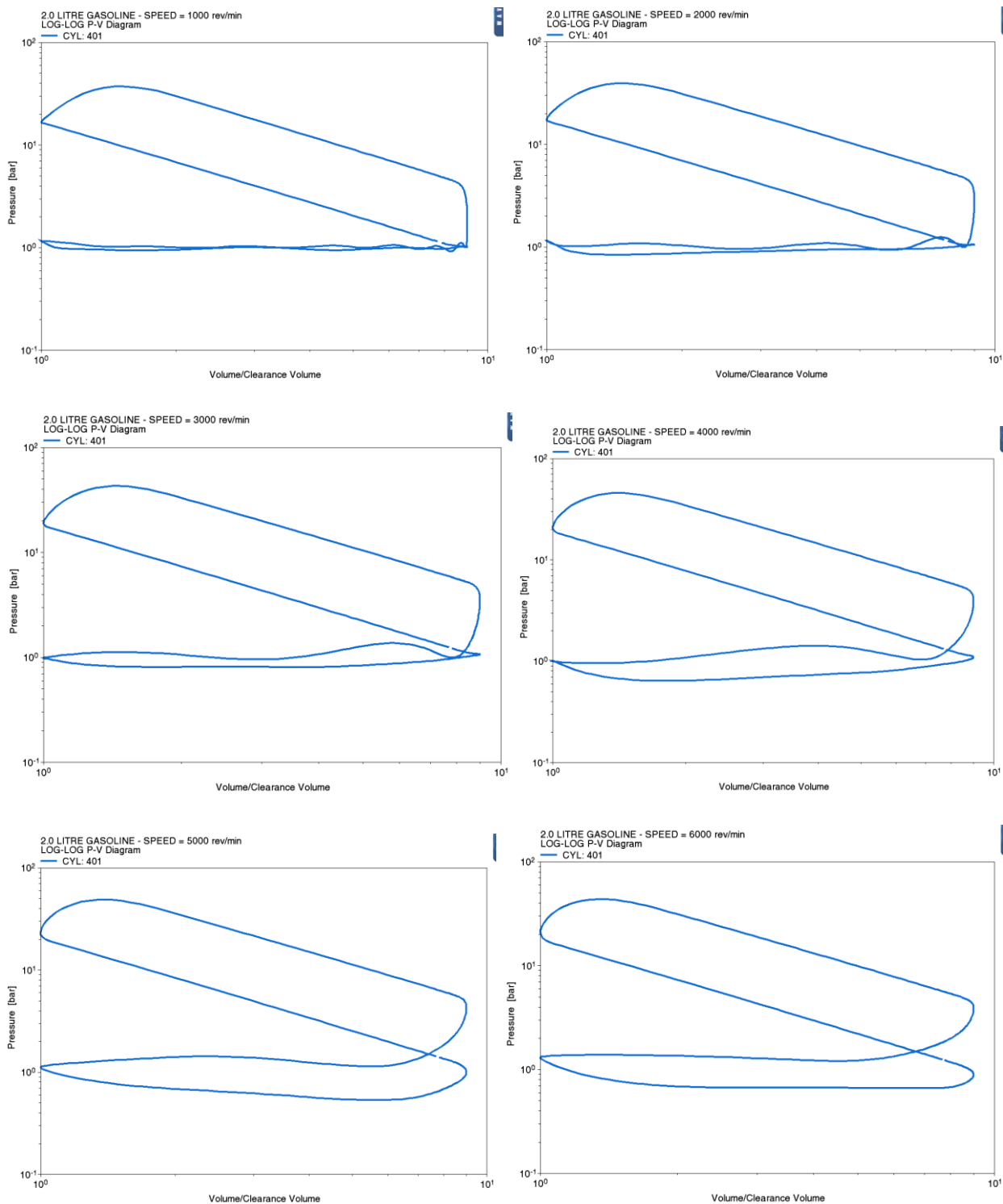


Рисунок 29 – Индикаторные диаграммы в логарифмах P-V координат при работе на бензине на полном дросселе

Таже проведен расчет скоростных характеристики двигателя при 5 положениях дроссельной заслонки 100, 80, 60, 40 и 20% открытия, представленный в таблице 3, 4, 5, 6 и 7 соответственно.

Таблица 3 – Скоростные характеристики при 100% положении дроссельной заслонки

Наименование параметра	Размерность	Расчеты для исследуемых частот вращения										
		5999	5500	4999	4500	4000	3499	3000	2500	2000	1499	1000
Скорость двигателя	rpm	5999	5500	4999	4500	4000	3499	3000	2500	2000	1499	1000
Массовый расход воздуха	kg/hr	85.6917	81.2732	81.55	75.4943	63.3503	55.5678	45.6671	38.4291	28.5956	21.2352	13.8851
Обратный поток (закрытие)	%	0.026519	-0	0.0484035	1.65647	3.03848	2.02921	5.68756	1.9661	10.2911	6.3016	8.58994
Обратный поток (перекрытие)	%	0.198138	0.0685544	0.0082763	0.0729212	0.188672	0.238194	0.000183782	0.177686	0.415549	0.433445	0.429397
Начало горения	deg	-13.2605	-12.7999	-12.3393	-11.7182	-10.8547	-10.1124	-9.2489	-8.38543	-7.64311	-6.77964	-5.67385
Максимальная скорость повышения давления	bar/deg	1.45375	1.48346	1.60545	1.62703	1.53218	1.52431	1.46047	1.46545	1.35536	1.34198	1.31797
Массовый расход топлива	kg/hr	7.14094	6.77274	6.7958	6.29117	5.27918	4.63063	3.80558	3.20241	2.38297	1.76959	1.15709
GMEP	bar	10.9143	11.2384	12.3448	12.6278	11.8552	11.8837	11.321	11.3461	10.4262	10.1566	9.65063
Скорость теплопередачи	W	7860.67	7489.29	7530.82	7007.54	6002.96	5423.04	4651	4134.2	3360.52	2790.66	2284.32
IMEP	bar	10.0918	10.4545	11.5179	11.9175	11.3511	11.5047	11.0174	11.1414	10.3059	10.0899	9.6108
Перекрытие клапана	deg	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604
Максимальное давление	bar	43.7715	44.6813	48.872	49.3466	45.7743	45.5017	42.94	43.013	39.4158	38.526	37.346
PMEP	bar	-0.822554	-0.783916	-0.826932	-0.710315	-0.504078	-0.379	-0.303615	-0.204607	-0.120378	-0.0667514	-0.0398299
Объемный коэффициент наполнения	-	0.971529	1.00285	1.10693	1.13689	1.06563	1.06317	1.00984	1.01833	0.950832	0.939791	0.928587
Объемный коэффициент наполнения (только воздух)	-	0.901651	0.930718	1.02731	1.05512	0.988988	0.986706	0.937202	0.945082	0.882442	0.872194	0.861798
Остаточная газовая фракция	%	4.68489	4.34734	3.7535	3.40168	3.75255	4.05444	3.82397	4.41307	4.7803	5.05718	5.32185
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива	deg	15.9031	15.8696	15.8379	15.7672	15.5562	15.4173	15.2043	14.9929	14.8518	14.6408	14.2867
Продолжительность между от 0% до 2% сжигания массы топлива	deg	9.91633	9.89172	9.86845	9.83013	9.69792	9.61864	9.48539	9.35054	9.26529	9.13189	8.91267
Продолжительность между от 0% до 5% сжигания массы топлива	deg	12.9431	12.9136	12.894	12.8332	12.6671	12.5484	12.3771	12.2071	12.0918	11.9181	11.631
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива	deg	38.4244	38.3379	38.2491	38.0748	37.5659	37.2234	36.7103	36.1967	35.8559	35.3436	34.4889
Время сжигания 1% массы топлива	deg	-5.13451	-4.71123	-4.24872	-3.66269	-2.91305	-2.24047	-1.48146	-0.727505	-0.0549852	0.700016	1.62715
Продолжительность сжигания от 10% до 90% массы топлива	deg	22.5213	22.4683	22.4112	22.3076	22.0098	21.8061	21.506	21.2038	21.0042	20.7028	20.2022
Время сжигания 10% массы топлива	deg	2.64258	3.06968	3.49858	4.04908	4.70152	5.30496	5.95536	6.60752	7.20867	7.8612	8.61285
Время сжигания 50% массы топлива	deg	14.0003	14.4005	14.8004	15.3005	15.8005	16.3005	16.8005	17.3004	17.8005	18.3005	18.8005
Время сжигания 90% массы топлива	deg	25.1639	25.538	25.9098	26.3567	26.7113	27.111	27.4614	27.8113	28.2128	28.564	28.8151
Время сжигания 99% массы топлива	deg	31.6465	32.6541	32.8979	32.8579	33.7212	33.7583	34.123	34.2476	34.4379	34.6148	31.7439
Время максимального давления	deg	21.4398	21.8036	22.198	22.6967	23.1577	23.6051	24.0337	24.4553	24.7984	25.1926	25.6765
Объемный КПД	-	0.818753	0.84713	0.935017	0.961761	0.907933	0.910166	0.872665	0.881222	0.819661	0.811576	0.796005

Таблица 4 – Скоростные характеристики при 80% положении дроссельной заслонки

Наименование параметра	Размерность	Расчеты для исследуемых частот вращения										
		5999	5500	4999	4500	4000	3499	3000	2500	2000	1499	1000
Скорость двигателя	rpm	5999	5500	4999	4500	4000	3499	3000	2500	2000	1499	1000
Массовый расход воздуха	kg/hr	84.5558	80.4325	79.9217	74.6601	63.1845	55.4402	45.3329	37.7046	28.8022	21.1852	13.8785
Обратный поток (закрытие)	%	0.0294872	-0	0.0444311	1.4639	2.77692	2.18201	6.02602	2.69823	9.50521	6.52273	8.6712
Обратный поток (перекрытие)	%	0.201976	0.0751229	0.00604213	0.0787864	0.191345	0.245856	2.00225e-05	0.194976	0.40434	0.433923	0.428611
Начало горения	deg	-13.2605	-12.7999	-12.3393	-11.7182	-10.8547	-10.1124	-9.2489	-8.38543	-7.64311	-6.77964	-5.67385
Максимальная скорость повышения давления	bar/deg	1.43585	1.46808	1.57552	1.61383	1.52765	1.52465	1.45052	1.44332	1.37244	1.33739	1.3173
Массовый расход топлива	kg/hr	7.04629	6.70268	6.66012	6.22165	5.26536	4.62	3.77774	3.14204	2.40018	1.76543	1.15654
GMEP	bar	10.7674	11.1218	12.0951	12.5172	11.8259	11.8516	11.2379	11.1335	10.5062	10.123	9.6459
Скорость теплопередачи	W	7777.1	7421.1	7414.37	6947.66	5991.89	5414.92	4626.9	4069.85	3384.08	2786.21	2283.65
IMEP	bar	9.94735	10.3409	11.2772	11.8007	11.3155	11.4668	10.9335	10.9274	10.3819	10.0555	9.60562
Перекрытие клапана	deg	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604
Максимальное давление	bar	43.1916	44.2293	47.8841	48.8905	45.6793	45.3986	42.6359	42.1901	39.7185	38.4118	37.3281
PMEP	bar	-0.820044	-0.780935	-0.817876	-0.716469	-0.510418	-0.384805	-0.304369	-0.206093	-0.124314	-0.0675058	-0.0402762
Объемный коэффициент наполнения	-	0.971358	1.00515	1.09787	1.13232	1.06993	1.06623	1.00747	1.00155	0.959735	0.939401	0.928454
Объемный коэффициент наполнения (только воздух)	-	0.901492	0.932851	1.01891	1.05088	0.992984	0.989539	0.935008	0.929515	0.890702	0.871832	0.861674
Остаточная газовая фракция	%	4.7244	4.37314	3.7963	3.43084	3.76258	4.05951	3.84523	4.48169	4.75166	5.06345	5.32375
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива	deg	15.9019	15.8717	15.8435	15.767	15.5561	15.4165	15.2045	14.9944	14.852	14.6411	14.2867
Продолжительность между от 0% до 2% сжигания массы топлива	deg	9.90601	9.88697	9.87026	9.82827	9.69834	9.61706	9.48645	9.35169	9.26435	9.13183	8.91259
Продолжительность между от 0% до 5% сжигания массы топлива	deg	12.9509	12.9135	12.8883	12.8326	12.6661	12.5489	12.3776	12.2051	12.0915	11.9181	11.6311
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива	deg	38.4248	38.336	38.2514	38.0773	37.5629	37.2247	36.7088	36.1994	35.857	35.3429	34.4889
Время сжигания 1% массы топлива	deg	-5.15167	-4.7117	-4.25475	-3.66757	-2.91075	-2.2393	-1.48248	-0.726168	-0.0556818	0.70007	1.62708
Продолжительность сжигания от 10% до 90% массы топлива	deg	22.5229	22.4643	22.4079	22.3103	22.0068	21.8082	21.5044	21.205	21.005	20.7019	20.2022
Время сжигания 10% массы топлива	deg	2.64143	3.07184	3.50417	4.04884	4.70143	5.30413	5.95556	6.60899	7.20891	7.86144	8.61287
Время сжигания 50% массы топлива	deg	14.0004	14.4005	14.8005	15.3005	15.8005	16.3005	16.8004	17.3005	17.8005	18.3005	18.8005
Время сжигания 90% массы топлива	deg	25.1643	25.5361	25.912	26.3591	26.7083	27.1123	27.4599	27.814	28.2139	28.5633	28.8151
Время сжигания 99% массы топлива	deg	31.8618	32.8955	32.5438	32.9347	33.8495	33.8584	34.2156	34.1106	34.3116	34.6506	31.7388
Время максимального давления	deg	21.4201	21.8288	22.1671	22.6962	23.1538	23.6015	24.0252	24.442	24.8057	25.1936	25.6773
Объемный КПД	-	0.807899	0.838367	0.916347	0.951132	0.905556	0.908076	0.866279	0.864609	0.825582	0.809666	0.795626

Таблица 5 – Скоростные характеристики при 60% положении дроссельной заслонки

Наименование параметра	Размерность	Расчеты для исследуемых частот вращения										
		5999	5500	4999	4500	4000	3499	3000	2500	2000	1499	1000
Скорость двигателя	rpm	5999	5500	4999	4500	4000	3499	3000	2500	2000	1499	1000
Массовый расход воздуха	kg/hr	85.6917	81.2732	81.55	75.4943	63.3503	55.5678	45.6671	38.4291	28.5956	21.2352	13.8851
Обратный поток (закрытие)	%	0.026519	-0	0.0484035	1.65647	3.03848	2.02921	5.68756	1.9661	10.2911	6.3016	8.58994
Обратный поток (перекрытие)	%	0.198138	0.0685544	0.0082763	0.0729212	0.188672	0.238194	0.000183782	0.177686	0.415549	0.433445	0.429397
Начало горения	deg	-13.2605	-12.7999	-12.3393	-11.7182	-10.8547	-10.1124	-9.2489	-8.38543	-7.64311	-6.77964	-5.67385
Максимальная скорость повышения давления	bar/deg	1.45375	1.48346	1.60545	1.62703	1.53218	1.52431	1.46047	1.46545	1.35536	1.34198	1.31797
Массовый расход топлива	kg/hr	7.14094	6.77274	6.7958	6.29117	5.27918	4.63063	3.80558	3.20241	2.38297	1.76959	1.15709
GMEP	bar	10.9143	11.2384	12.3448	12.6278	11.8552	11.8837	11.321	11.3461	10.4262	10.1566	9.65063
Скорость теплопередачи	W	7860.67	7489.29	7530.82	7007.54	6002.96	5423.04	4651	4134.2	3360.52	2790.66	2284.32
IMEP	bar	10.0918	10.4545	11.5179	11.9175	11.3511	11.5047	11.0174	11.1414	10.3059	10.0899	9.6108
Перекрытие клапана	deg	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604
Максимальное давление	bar	43.7715	44.6813	48.872	49.3466	45.7743	45.5017	42.94	43.013	39.4158	38.526	37.346
PMEP	bar	-0.822554	-0.783916	-0.826932	-0.710315	-0.504078	-0.379	-0.303615	-0.204607	-0.120378	-0.0667514	-0.0398299
Объемный коэффициент наполнения	-	0.971529	1.00285	1.10693	1.13689	1.06563	1.06317	1.00984	1.01833	0.950832	0.939791	0.928587
Объемный коэффициент наполнения (только воздух)	-	0.901651	0.930718	1.02731	1.05512	0.988988	0.986706	0.937202	0.945082	0.882442	0.872194	0.861798
Остаточная газовая фракция	%	4.68489	4.34734	3.7535	3.40168	3.75255	4.05444	3.82397	4.41307	4.7803	5.05718	5.32185
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива	deg	15.9031	15.8696	15.8379	15.7672	15.5562	15.4173	15.2043	14.9929	14.8518	14.6408	14.2867
Продолжительность между от 0% до 2% сжигания массы топлива	deg	9.91633	9.89172	9.86845	9.83013	9.69792	9.61864	9.48539	9.35054	9.26529	9.13189	8.91267
Продолжительность между от 0% до 5% сжигания массы топлива	deg	12.9431	12.9136	12.894	12.8332	12.6671	12.5484	12.3771	12.2071	12.0918	11.9181	11.631
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива	deg	38.4244	38.3379	38.2491	38.0748	37.5659	37.2234	36.7103	36.1967	35.8559	35.3436	34.4889
Время сжигания 1% массы топлива	deg	-5.13451	-4.71123	-4.24872	-3.66269	-2.91305	-2.24047	-1.48146	-0.727505	-0.0549852	0.700016	1.62715
Продолжительность сжигания от 10% до 90% массы топлива	deg	22.5213	22.4683	22.4112	22.3076	22.0098	21.8061	21.506	21.2038	21.0042	20.7028	20.2022
Время сжигания 10% массы топлива	deg	2.64258	3.06968	3.49858	4.04908	4.70152	5.30496	5.95536	6.60752	7.20867	7.8612	8.61285
Время сжигания 50% массы топлива	deg	14.0003	14.4005	14.8004	15.3005	15.8005	16.3005	16.8005	17.3004	17.8005	18.3005	18.8005
Время сжигания 90% массы топлива	deg	25.1639	25.538	25.9098	26.3567	26.7113	27.111	27.4614	27.8113	28.2128	28.564	28.8151
Время сжигания 99% массы топлива	deg	31.6465	32.6541	32.8979	32.8579	33.7212	33.7583	34.123	34.2476	34.4379	34.6148	31.7439
Время максимального давления	deg	21.4398	21.8036	22.198	22.6967	23.1577	23.6051	24.0337	24.4553	24.7984	25.1926	25.6765
Объемный КПД	-	0.818753	0.84713	0.935017	0.961761	0.907933	0.910166	0.872665	0.881222	0.819661	0.811576	0.796005

Таблица 6 – Скоростные характеристики при 40% положении дроссельной заслонки

Наименование параметра	Размерность	Расчеты в для исследуемых частот вращения										
		5999	5500	4999	4500	4000	3499	3000	2500	2000	1499	1000
Скорость двигателя	rpm	5999	5500	4999	4500	4000	3499	3000	2500	2000	1499	1000
Массовый расход воздуха	kg/hr	52.6881	50.885	50.2753	50.0285	47.1754	44.3659	38.673	32.0599	27.3062	20.4487	13.7528
Обратный поток (закрытие)	%	0.413235	0.157942	0.0428272	1.34743	2.12741	3.21983	8.38091	6.32742	4.86899	6.70631	6.95296
Обратный поток (перекрытие)	%	0.384385	0.330344	0.234041	0.355036	0.427073	0.4189	0.0993757	0.422662	0.522968	0.528755	0.501362
Начало горения	deg	-13.2605	-12.7999	-12.3393	-11.7182	-10.8547	-10.1124	-9.2489	-8.38543	-7.64311	-6.77964	-5.67385
Максимальная скорость повышения давления	bar/deg	0.893148	0.922048	0.985814	1.06772	1.12985	1.2072	1.23199	1.21851	1.29101	1.29041	1.30373
Массовый расход топлива	kg/hr	4.39066	4.2404	4.18959	4.16903	3.93127	3.69715	3.22276	2.67165	2.27551	1.70405	1.14606
GMEP	bar	6.72354	6.99544	7.56218	8.28743	8.76307	9.39198	9.51714	9.39224	9.92664	9.77294	9.56033
Скорость теплопередачи	W	5554.44	5324.5	5254.35	5180.19	4865.17	4604.6	4123.07	3588.47	3251.12	2715.87	2265.8
IMEP	bar	5.92257	6.21304	6.74924	7.52766	8.156	8.89875	9.13297	9.13867	9.76145	9.67756	9.50928
Перекрытие клапана	deg	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604
Максимальное давление	bar	27.3002	28.1438	30.2141	32.8105	34.2802	36.3124	36.34	35.7539	37.644	37.1121	37.0173
PMEP	bar	-0.800967	-0.7824	-0.812945	-0.759763	-0.607071	-0.493231	-0.384167	-0.253577	-0.165185	-0.0953776	-0.051044
Объемный коэффициент наполнения	-	0.919428	0.973027	1.04187	1.098	1.0632	1.07137	0.994363	0.939367	0.967948	0.937207	0.935318
Объемный коэффициент наполнения (только воздух)	-	0.853298	0.903042	0.966932	1.01902	0.986731	0.9943	0.922849	0.871818	0.898321	0.8698	0.868049
Остаточная газовая фракция	%	6.42793	5.70661	4.99419	4.74585	4.95913	4.72246	4.33536	5.04894	4.95931	5.18517	5.36235
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива	deg	15.9103	15.8672	15.835	15.7661	15.5563	15.4153	15.2041	14.9926	14.8532	14.6406	14.2868
Продолжительность между от 0% до 2% сжигания массы топлива	deg	9.90973	9.88075	9.86596	9.82654	9.70559	9.61138	9.48433	9.35043	9.26387	9.13308	8.91214
Продолжительность между от 0% до 5% сжигания массы топлива	deg	12.9454	12.9263	12.8864	12.8372	12.6651	12.5475	12.3772	12.2044	12.0901	11.9185	11.6315
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива	deg	38.4273	38.3394	38.2529	38.081	37.5651	37.224	36.7116	36.1973	35.8579	35.3442	34.4891
Время сжигания 1% массы топлива	deg	-5.13297	-4.71697	-4.25407	-3.67174	-2.90452	-2.23524	-1.48133	-0.727904	-0.0534925	0.700658	1.62641
Продолжительность сжигания от 10% до 90% массы топлива	deg	22.517	22.4722	22.4179	22.3149	22.0088	21.8087	21.5076	21.2047	21.0046	20.7036	20.2023
Время сжигания 10% массы топлива	deg	2.64984	3.06733	3.49573	4.0479	4.7016	5.30297	5.95516	6.60714	7.21012	7.86102	8.61294
Время сжигания 50% массы топлива	deg	14.0003	14.4003	14.8004	15.3004	15.8005	16.3005	16.8004	17.3005	17.8005	18.3005	18.8005
Время сжигания 90% массы топлива	deg	25.1668	25.5395	25.9136	26.3628	26.7104	27.1116	27.4627	27.8118	28.2148	28.5646	28.8152
Время сжигания 99% массы топлива	deg	32.8225	32.3507	32.773	32.7643	33.2226	33.5332	34.295	34.585	34.6283	34.7902	31.9415
Время максимального давления	deg	21.0163	21.3984	21.8261	22.3302	22.8274	23.3605	23.8495	24.2702	24.7482	25.1994	25.6675
Объемный КПД	-	0.503416	0.530385	0.576434	0.637339	0.676115	0.726686	0.739014	0.735169	0.782704	0.781517	0.788417

Таблица 7 – Скоростные характеристики при 20% положении дроссельной заслонки

Наименование параметра	Размерность	Расчеты в для исследуемых частот вращения										
		5999	5500	4999	4500	4000	3499	3000	2500	2000	1499	1000
Скорость двигателя	rpm	5999	5500	4999	4500	4000	3499	3000	2500	2000	1499	1000
Массовый расход воздуха	kg/hr	14.1733	13.2166	12.6975	12.8702	12.9139	13.1732	13.08	13.0856	13.0372	12.5923	10.9287
Обратный поток (закрытие)	%	5.84486	5.98784	6.736	6.81846	5.46171	8.52719	17.2003	11.0597	3.93167	8.10416	6.66587
Обратный поток (перекрытие)	%	1.22581	1.3868	1.44668	1.3905	1.37689	1.35902	1.4724	1.44625	1.55673	1.47804	1.25005
Начало горения	deg	-13.2605	-12.7999	-12.3393	-11.7182	-10.8547	-10.1124	-9.2489	-8.38543	-7.64311	-6.77964	-5.67385
Максимальная скорость повышения давления	bar/deg	0.230441	0.228245	0.235712	0.259674	0.295104	0.344469	0.400978	0.486101	0.600869	0.77398	1.02552
Массовый расход топлива	kg/hr	1.18114	1.10141	1.05818	1.07261	1.07619	1.09782	1.09011	1.0905	1.08643	1.04936	0.910725
GMEP	bar	1.79981	1.816	1.90347	2.10411	2.36481	2.74149	3.16101	3.78554	4.67224	5.90696	7.57691
Скорость теплопередачи	W	2735.53	2568.61	2453.79	2394.83	2295.38	2209.17	2091.95	2001.13	1972.15	1921.61	1853.18
IMEP	bar	0.816894	0.879029	0.979462	1.20276	1.51699	1.93859	2.43712	3.15349	4.11675	5.50556	7.3501
Перекрытие клапана	deg	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604	16.604
Максимальное давление	bar	7.92124	7.9964	8.34337	9.07979	9.97271	11.3195	12.8043	14.9918	18.3432	22.9289	29.5793
PMEP	bar	-0.982911	-0.936972	-0.92401	-0.901345	-0.847816	-0.8029	-0.723882	-0.632053	-0.555486	-0.401398	-0.226805
Объемный коэффициент наполнения	-	0.682313	0.700751	0.745992	0.854264	0.88927	0.929277	0.832128	0.822267	0.9003	0.895078	0.922598
Объемный коэффициент наполнения (только воздух)	-	0.633238	0.650352	0.692338	0.792809	0.825307	0.862377	0.772279	0.763155	0.835547	0.83071	0.856246
Остаточная газовая фракция	%	16.8401	17.361	16.6393	14.6611	13.0889	11.6191	10.9943	9.42939	8.46461	7.117	6.36061
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива	deg	15.901	15.8651	15.8272	15.7588	15.5555	15.4126	15.2048	14.9932	14.8511	14.64	14.2868
Продолжительность между от 0% до 2% сжигания массы топлива	deg	9.9031	9.88193	9.8548	9.82664	9.70008	9.6033	9.47535	9.35099	9.26287	9.13338	8.91248
Продолжительность между от 0% до 5% сжигания массы топлива	deg	12.9367	12.9108	12.8763	12.8291	12.6529	12.5422	12.3748	12.2056	12.0896	11.9177	11.631
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива	deg	38.4277	38.3414	38.2551	38.0833	37.5739	37.2274	36.7147	36.2001	35.8574	35.3426	34.4894
Время сжигания 1% массы топлива	deg	-5.16596	-4.69196	-4.27876	-3.67445	-2.92294	-2.23474	-1.4924	-0.72766	-0.0530781	0.69971	1.62591
Продолжительность сжигания от 10% до 90% массы топлива	deg	22.5267	22.4763	22.4279	22.3244	22.0185	21.8148	21.5099	21.2069	21.0063	20.7026	20.2026
Время сжигания 10% массы топлива	deg	2.64051	3.06524	3.48788	4.04069	4.70078	5.30022	5.95593	6.60776	7.20801	7.86037	8.61296
Время сжигания 50% массы топлива	deg	14.0001	14.4005	14.8001	15.3002	15.8005	16.3003	16.8004	17.3005	17.8004	18.3004	18.8005
Время сжигания 90% массы топлива	deg	25.1672	25.5415	25.9158	26.3651	26.7193	27.115	27.4659	27.8147	28.2143	28.563	28.8155
Время сжигания 99% массы топлива	deg	31.8941	31.9296	33.4978	32.9704	33.1326	33.8695	34.3024	34.6456	34.6495	34.78	34.8408
Время максимального давления	deg	20.6131	20.9722	21.2411	21.7043	22.2614	22.8269	23.402	24.0024	24.5524	25.1136	25.5903
Объемный КПД	-	0.135421	0.13776	0.145584	0.163961	0.185081	0.215768	0.24995	0.300068	0.373697	0.481259	0.626519

На рисунке 30 представлено среднее индикаторное давление при 5 положениях дроссельной заслонки 100, 80, 60, 40 и 20% открытия соответственно.

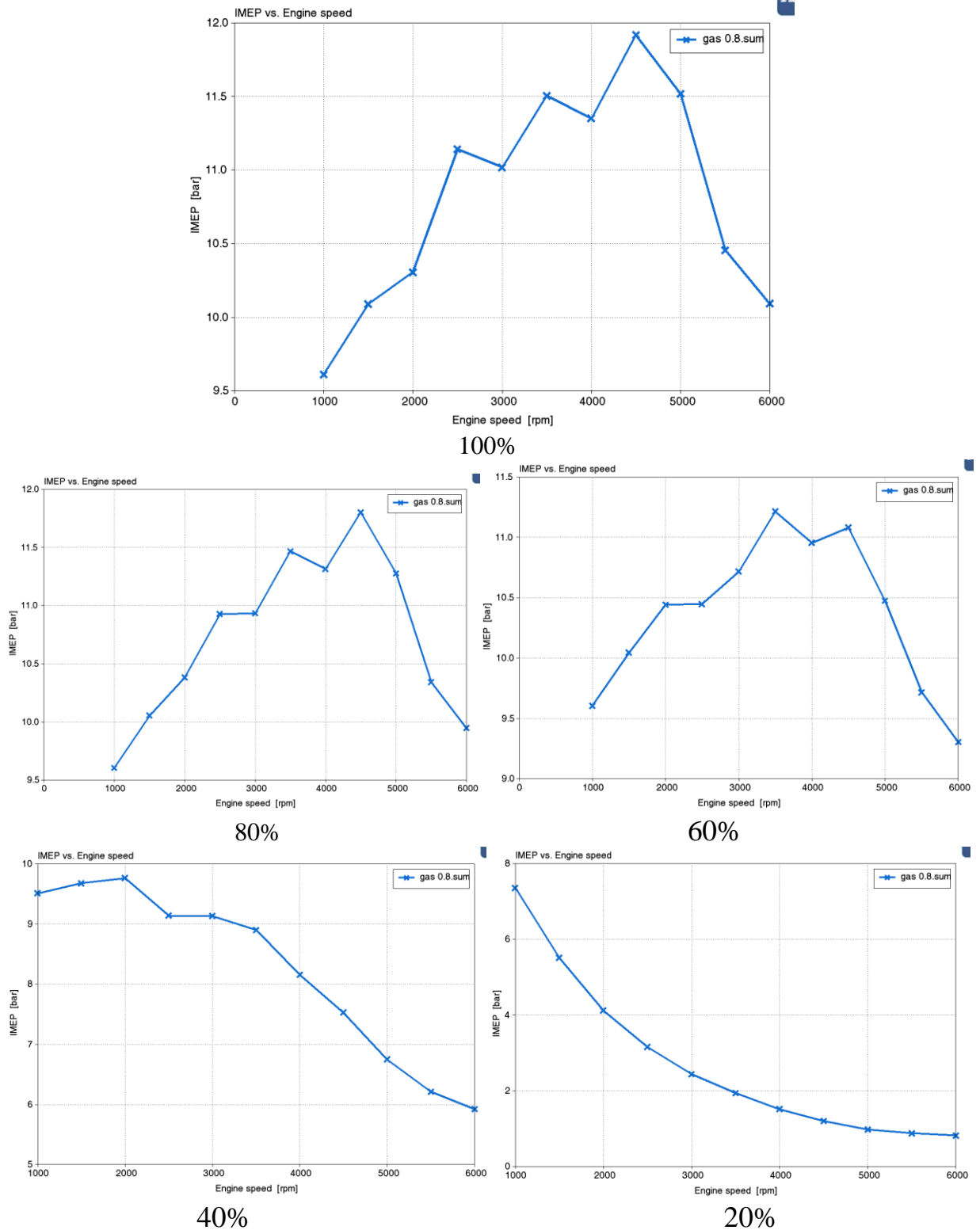


Рисунок 30 – Среднее индикаторное давление при 5 положениях дроссельной заслонки 100, 80, 60, 40 и 20% открытия соответственно

На рисунке 31 представлена зависимость удельных выбросов по CO в г/кВт ч от частоты вращения при 5 положениях дроссельной заслонки 100, 80, 60, 40 и 20% открытия соответственно.

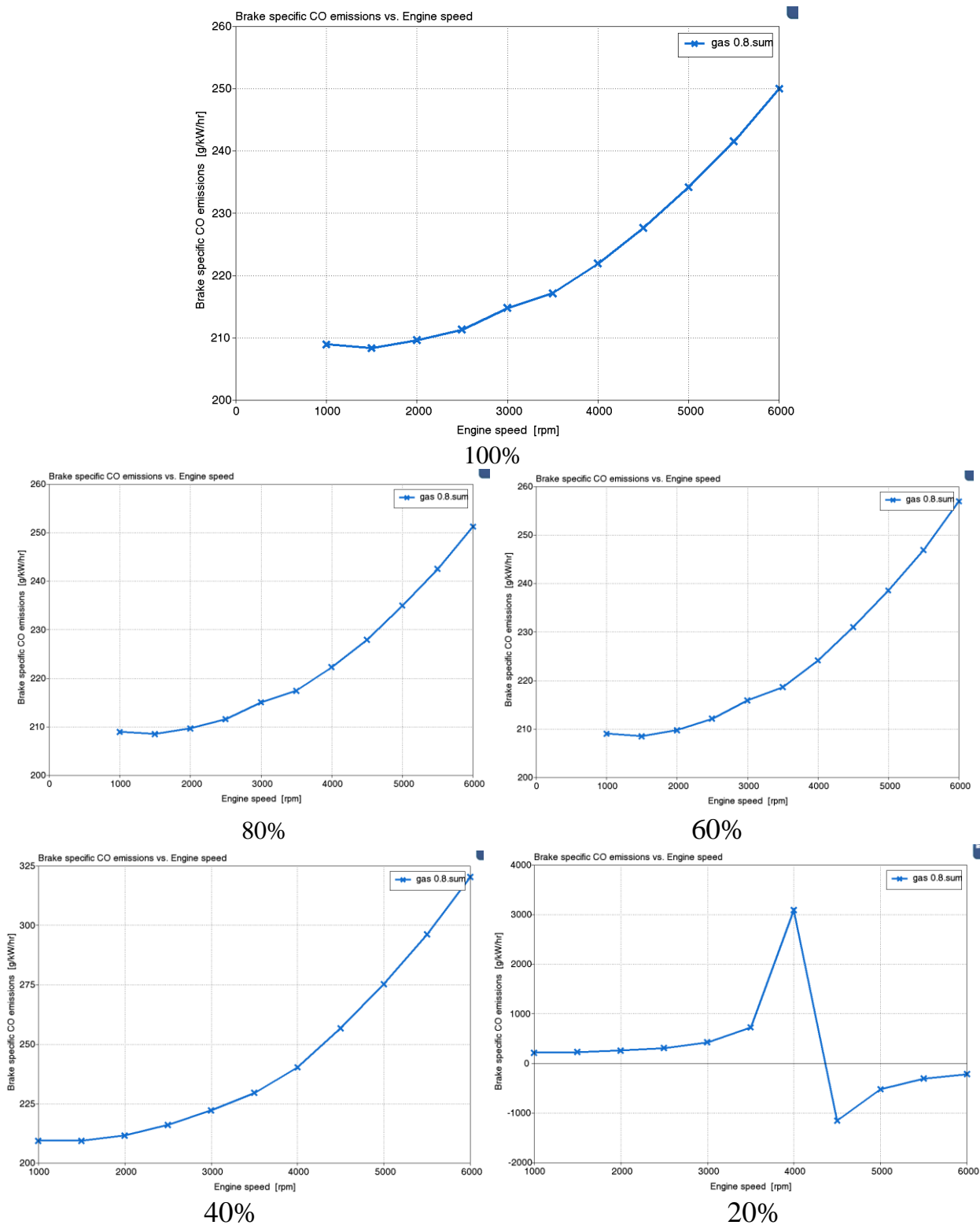


Рисунок 31 – Зависимость удельных выбросов по CO в г/кВт ч от частоты вращения при 5 положениях дроссельной заслонки.

На рисунке 32 представлена зависимость удельных выбросов по NO_2 в г/кВт ч от частоты вращения при 5 положениях дроссельной заслонки 100, 80, 60, 40 и 20% открытия соответственно.

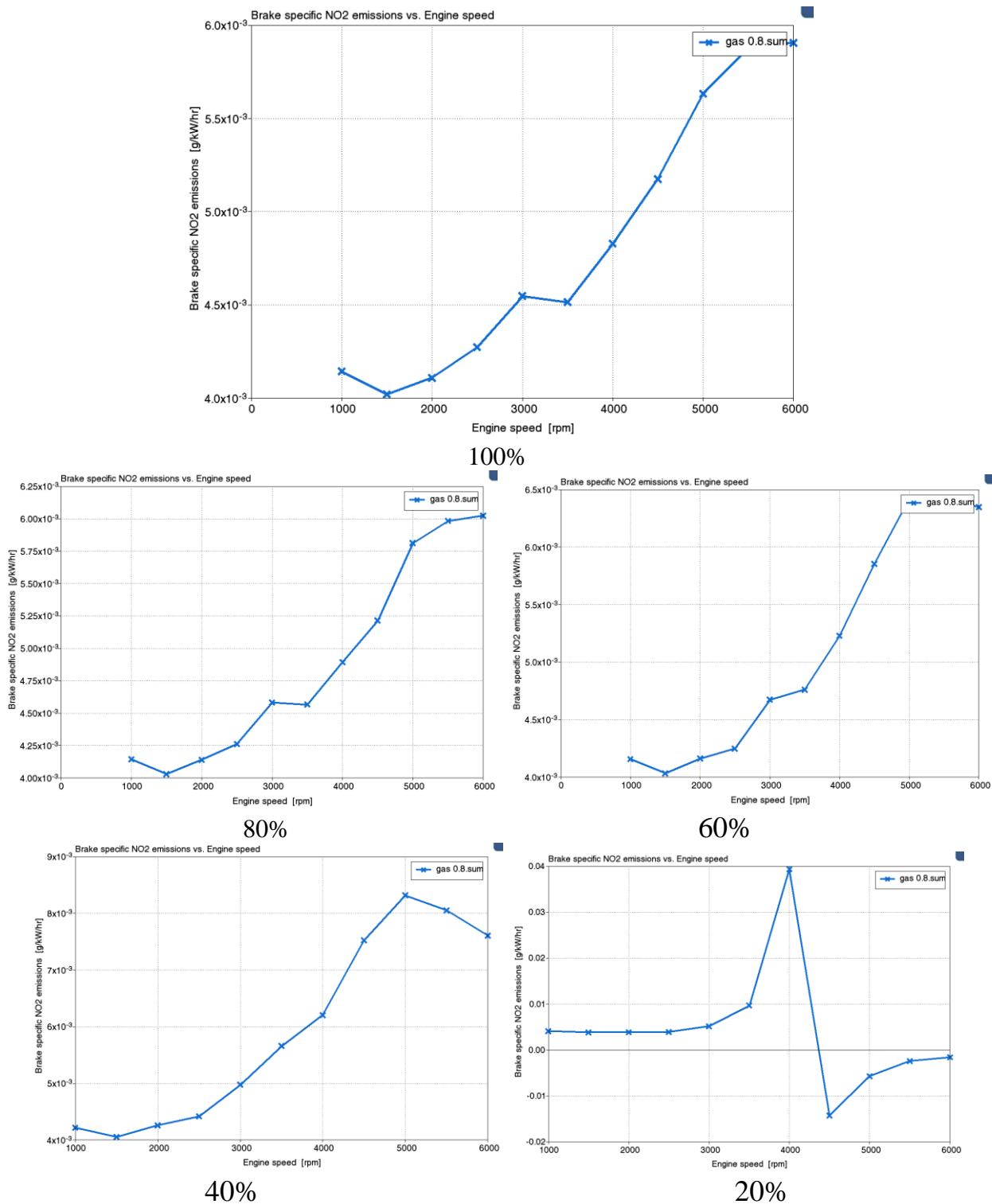


Рисунок 32 – Зависимость удельных выбросов по NO_2 в г/кВт ч от частоты вращения при 5 положениях дроссельной заслонки.

На рисунке 33 представлена зависимость концентрации CO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при 5 положениях дроссельной заслонки 100, 80, 60, 40 и 20% открытия соответственно.

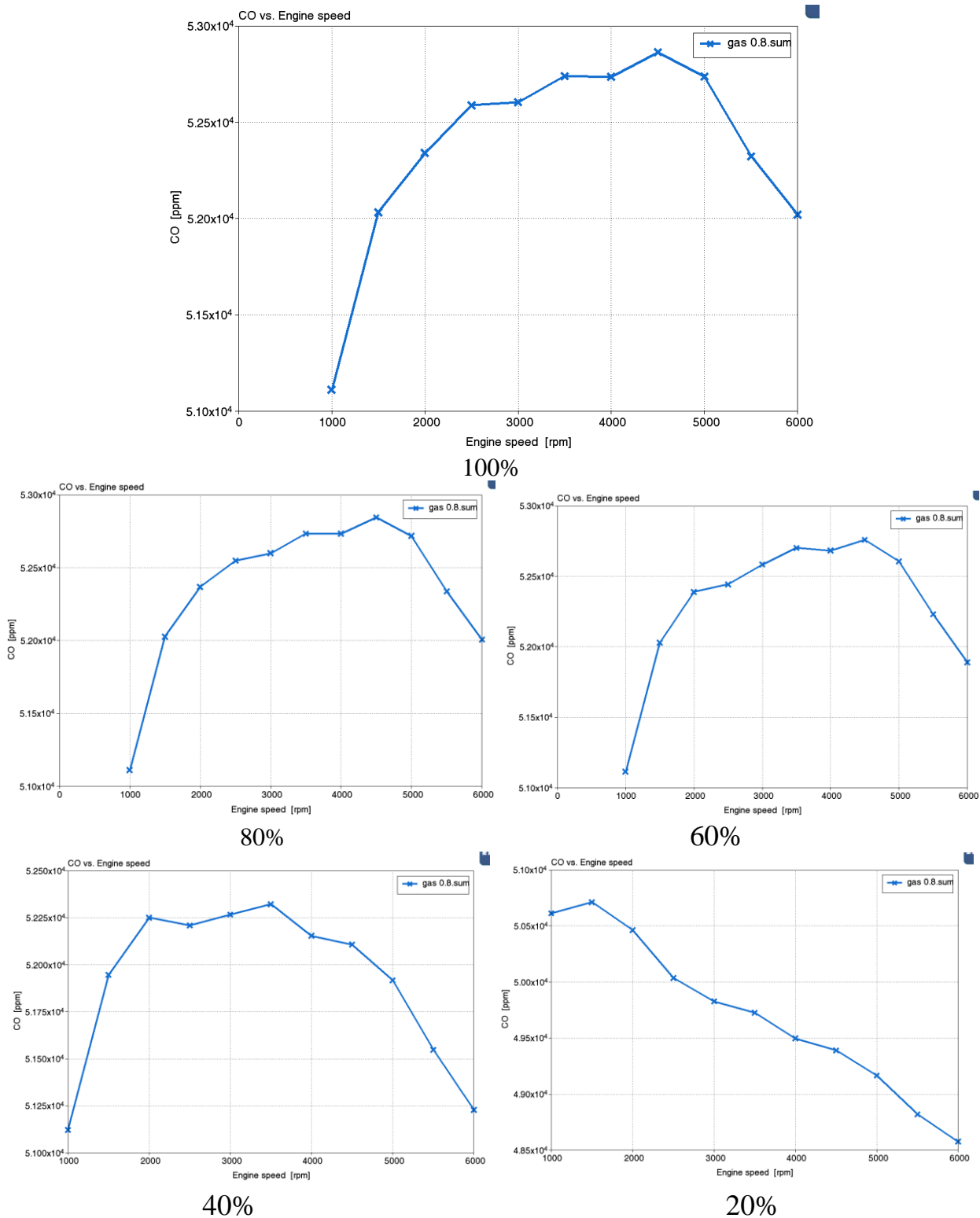


Рисунок 33 – Зависимость концентрации CO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при 5 положениях дроссельной заслонки.

На рисунке 34 представлена зависимость концентрации СН в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при 5 положениях дроссельной заслонки 100, 80, 60, 40 и 20% открытия соответственно.

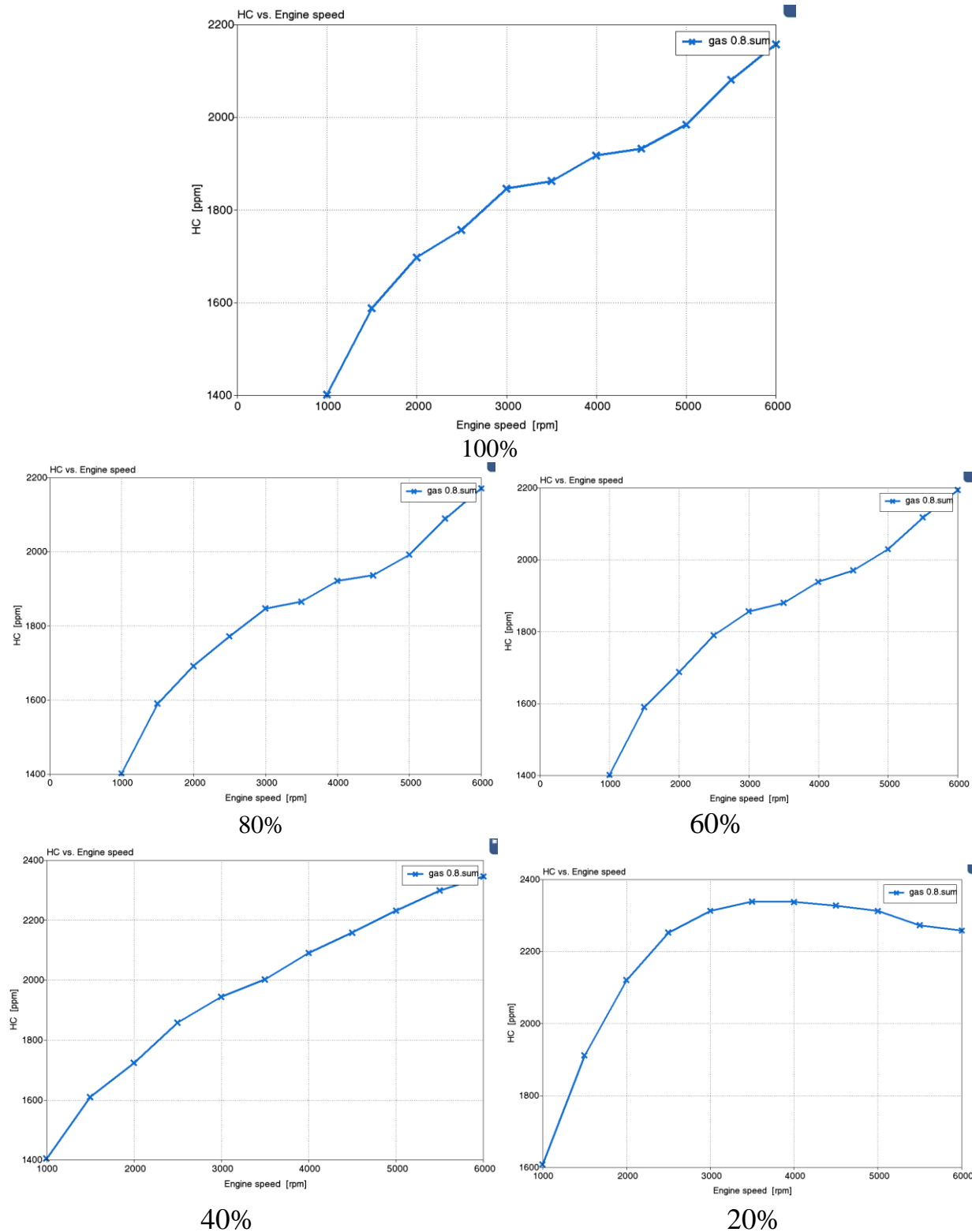


Рисунок 34 – Зависимость концентрации СН в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при 5 положениях дроссельной заслонки.

На рисунке 35 представлена зависимость концентрации NO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при 5 положениях дроссельной заслонки 100, 80, 60, 40 и 20% открытия соответственно.

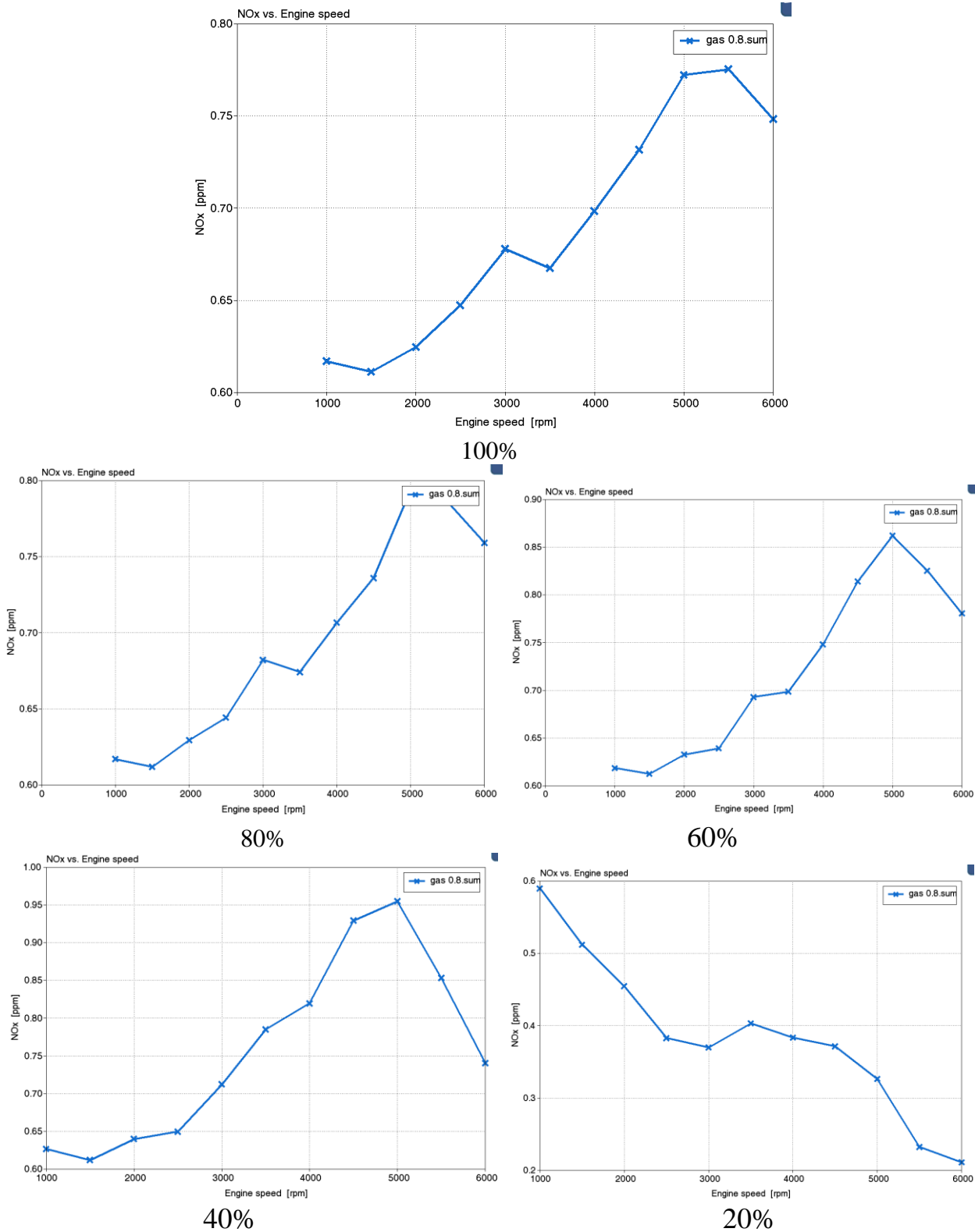


Рисунок 35 – Зависимость концентрации NO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при 5 положениях дроссельной заслонки.

На рисунке 36 представлена эффективная мощность в кВт при 5 положениях дроссельной заслонки 100, 80, 60, 40 и 20% открытия соответственно.

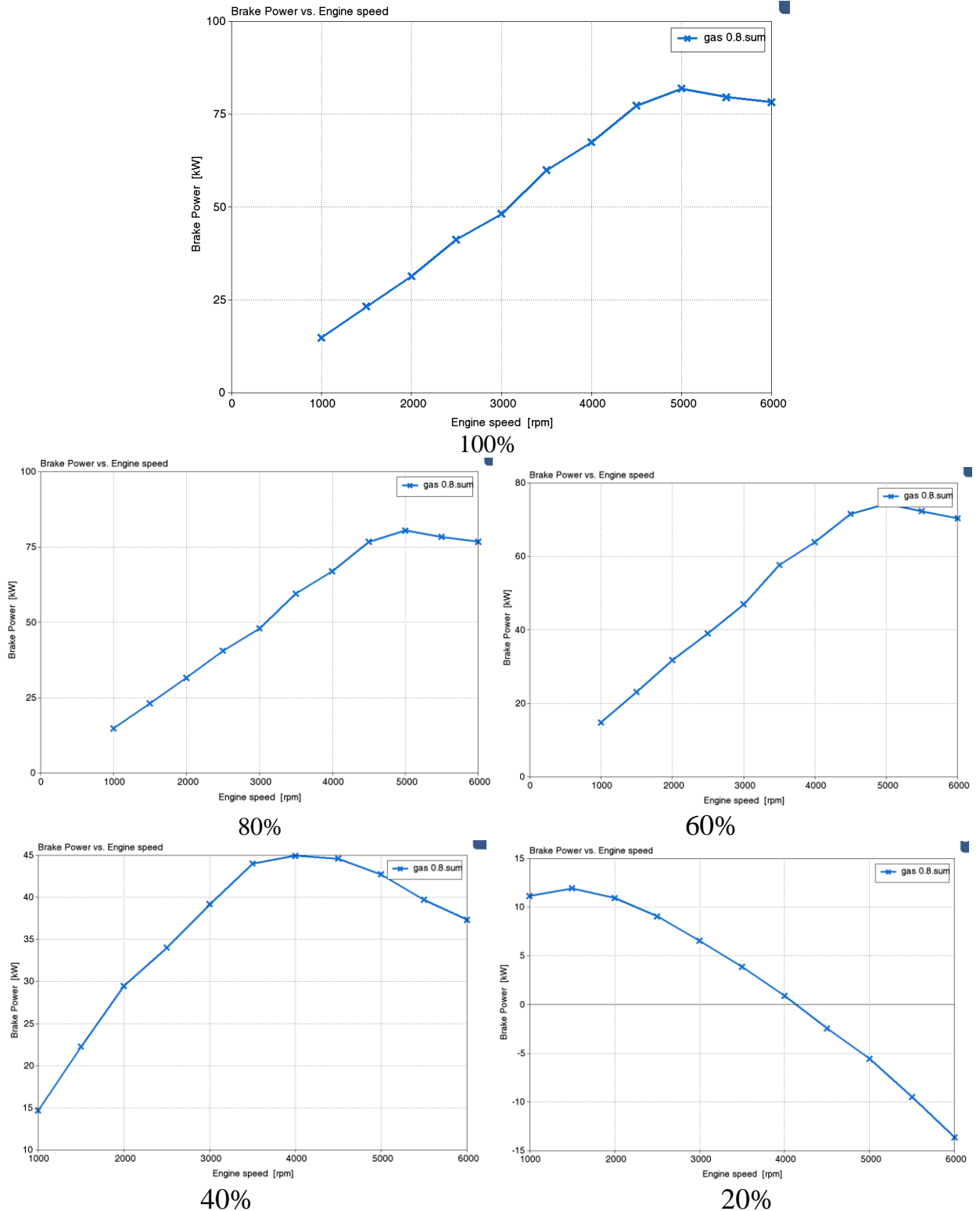


Рисунок 36 – Средняя эффективная мощность в кВт при 5 положениях дроссельной заслонки 100, 80, 60, 40 и 20% открытия соответственно

На рисунке 37 представлен средний эффективный крутящий момент двигателя в (Н м) при 5 положениях дроссельной заслонки 100, 80, 60, 40 и 20% открытия соответственно.

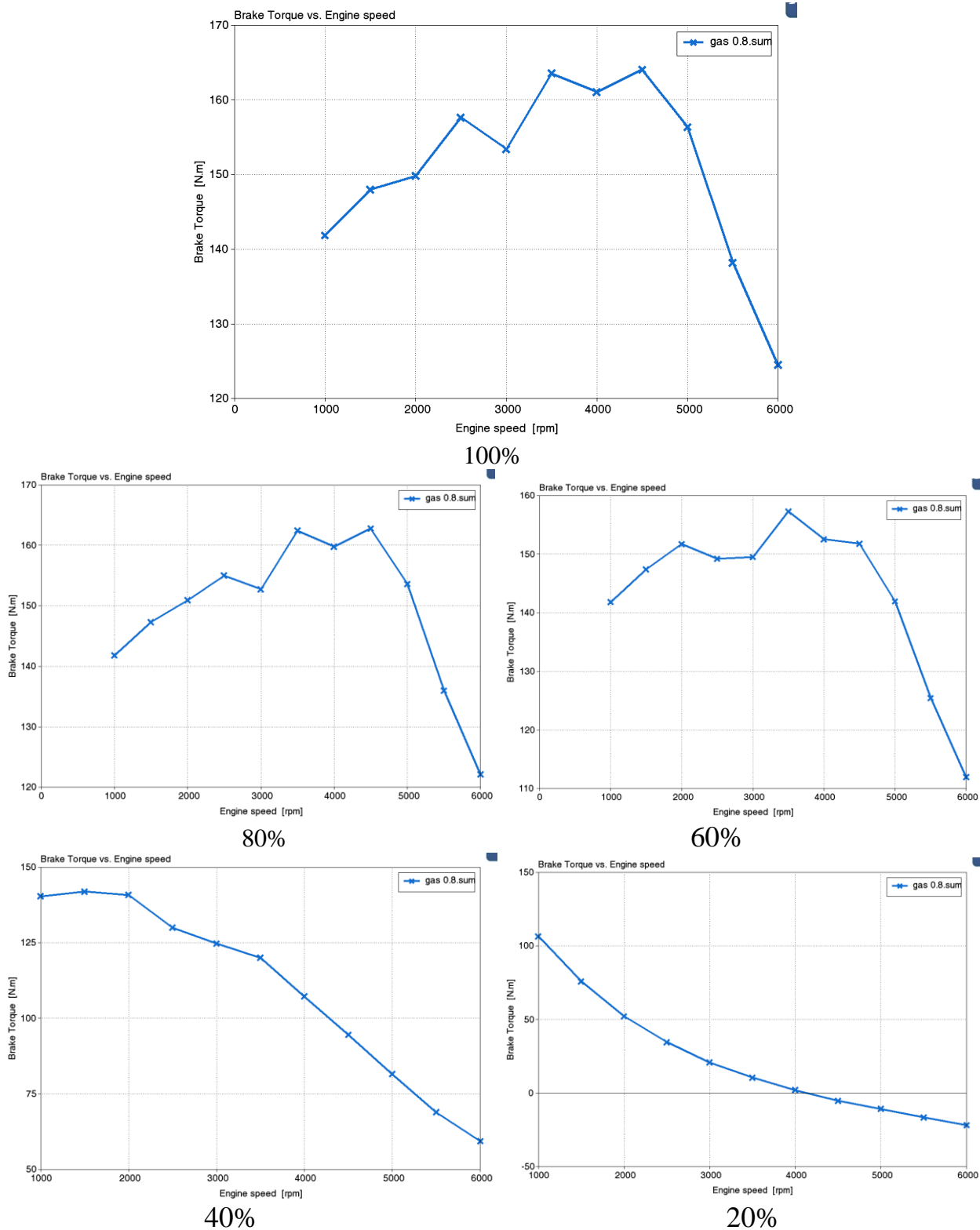


Рисунок 37 – Средний эффективный крутящий момент двигателя в (Н м) при 5 положениях дроссельной заслонки

Выводы по главе 3

Проведенное моделирование показало, что характеристики бензинового двигателя сильно ухудшаются при увеличении степени дросселирования, причем это очень заметно на повышенных частотах вращения. Также видим, что при открытии дросселя менее чем на 40% приводит к значительному росту токсичности. При открытии дросселя менее чем на 20% работа двигателя возможна только на малых частотах вращения и при низких нагрузках.

Оценивая токсичность при полностью открытой дроссельной заслонке, можно отметить, что наиболее выгодными режимами работы являются режимы до 2000 об/мин, на этих режимах концентрация токсичных компонентов почти на 20% ниже, чем при частотах, превышающих 3000 об/мин.

Заключение

Выполнен анализ подходов к моделированию характеристик автомобильных ДВС по ездовому циклу, позволяющих снизить объем натуральных испытаний. Получены следующие основные выводы, а именно:

- Для оптимизации режимов работы двигателя по ездовому циклу для выполнения современных норм токсичности, необходимо выявить экспериментально или расчетно с помощью имитационного моделирования целевые связи мощностных характеристик работы двигателя с токсичностью отработавших газов, при варьировании доступными регулировочными параметрами работы.
- Необходимо подобрать на основании полученных калибровочных параметров по мощности и токсичности, такие режимы работы двигателя с согласованием с условиями работы трансмиссии, чтобы обеспечить выполнение целевых показателей ездовых циклов при получении минимальных характеристик по токсичности.

Выводы по главе 1

Обзор научных работ показал, что развитие подходов к моделированию постоянно развиваются и такое направление как моделирование ездовых циклов тоже активно изучается, так как любое моделирование фактически дешевле, чем проведение натуральных испытаний. Для проведения моделирования ездового цикла необходимо составить подробную карту характеристик двигателя от 0 до максимальных нагрузок и от минимальной до максимальной частоте вращения, с обязательной оценкой токсичности, что позволяет нам оставить достоверную карту мощностных и токсических характеристик двигателя, по которой уже выполнить пересчет с учетом особенностей трансмиссии на ездовой цикл.

Выводы по главе 2

Проведенный анализ результатов экспериментальных исследований показал, что токсичность двигателя на различных режимах зависит от условий протекания процесса сгорания и свойств топлива.

Выводы по главе 3

Проведенное моделирование показало, что характеристики бензинового двигателя сильно ухудшаются при увеличении степени дросселирования, причем это очень заметно на повышенных частотах вращения. Также видим, что при открытии дросселя менее чем на 40% приводит к значительному росту токсичности. При открытии дросселя менее чем на 20% работа двигателя возможна только на малых частотах вращения и при низких нагрузках.

Оценивая токсичность при полностью открытой дроссельной заслонке, можно отметить, что наиболее выгодными режимами работы являются режимы до 2000 об/мин, на этих режимах концентрация токсичных компонентов почти на 20% ниже, чем при частотах, превышающих 3000 об/мин.

Список используемых источников

1. 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.
2. Баширов Р. М. Автотракторные двигатели: конструкция, основы теории и расчета: учебник / Р. М. Баширов. - Изд. 4-е, стер. - Санкт-Петербург: Лань, 2022. - 336 с.
3. Вальехо М. П. Расчет кинематики и динамики рядных поршневых двигателей: учебное пособие / М. П. Вальехо, Н. Д. Чайнов. - Москва: ИНФРА-М, 2022. - 259 с.
4. Вибе И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя / И.И. Вибе// М. Машиностроение, 1971. - с.282
5. Гоц А. Н. Динамика двигателей: курсовое проектирование: учеб. пособие / А. Н. Гоц. - 3-е изд., испр. и доп. - Москва: ИНФРА-М, 2020. - 175 с.
6. 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.
7. Крюков К. С. Теория и конструкция силовых установок: учеб. пособие / К. С. Крюков. - Москва: ИНФРА-М, 2021. - 211 с.
8. Курасов В. С. Теория двигателей внутреннего сгорания : учеб. пособие / В. С. Курасов, В. В. Драгуленко. - Москва: ИНФРА-М, 2021. - 86 с.
9. Петров А. И. Техническая термодинамика и теплопередача: учебник / А. И. Петров. - Изд. 2-е, стер. - Санкт-Петербург: Лань, 2023. - 428 с.

10. 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.
11. Adamchak F., Adede A. LNG as a marine fuel, 17th International conference and exhibition on Liquefied Natural Gas (LNG 17), 2013. Houston
12. 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
13. Adom F., Dunn J.B., Elgowainy A., Han J., Wang M., Chang R., Perez H., Sellers J., Billings R. Life Cycle Analysis of Conventional and Alternative Marine Fuels in GREET. 2013.
14. Agostini A., Giuntoli J., Boulamanti A. Carbon accounting of forest bioenergy - Conclusions and recommendations from a critical literature review. JRC Technical reports, EUR 25354 EN, 2013. ISBN 978-92-79-25100-9.
15. Ahn K., Stefanopoulou A.G. and Jankovic M. 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.
16. Anselmo A., Sullivan J. DME: The Best Fuel, Period. Dimethyl Ether: The Future of Electricity, Heat and Transportation. ChemBioPower Ltd. 2015. Available at: www.chembiopower.com/s/CBP-WhitePaper-v5.pdf
17. Antriebskonzepte für heute und morgen. Motorentechnische Zeitschrift MTZ, 09:630–631, 2013.
18. Atwood, P., Gurski, S., Nelson, D. Degree of hybridization modeling of a fuel cell hybrid electric sport utility vehicle. SAE Paper 2001-01-0236. 2001.
19. Aung K., Hassan M., Faeth G. Flame stretch interactions of laminar premixed hydrogen/air flames at normal temperature and pressure. In: Combust. Flame 109 (1997), p. 1–24

20. Bartunek B., Touchette A., Mumford D., Wing R., Hebbes M., Loo C., Clapa D., Welch A. Development of H₂ Direct Injection Technology for High Efficiency / High BMEP Engines. In: 1st Int. Sym. on Hydrogen Internal Combustion Engines Graz University of Technology, Austria, 2006
21. Bell Performance, Fuel Storage and Diesel Generator Problems: Fuel Microbes, 2013. Available at: <http://www.bellperformance.com/bell-performs-blog/diesel-generator-problems-fuel-microbes>
22. Bender R. ANSYS CFX 10 Flow Solver with Extended Coherent Flame Model. In: Internal Report, D3.2.J, EU integrated project HyICE, No. 506604. 2007
23. Bengtsson S., Andersson K., Fridell E. 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. 2011. 225, pp. 97–110
24. Benkenida A., Colin O., Knop V. Adaptation of the ECFM Combustion Model to Hydrogen Internal Combustion Engines. In: 1st Int. Sym. on Hydrogen Internal Combustion Engines Graz University of Technology, Austria, 2006
25. Berckmüller M., Rottengruber H., Eder, A., Brehm N., Elsässer G., et al. Potentials of a Charged SI- Hydrogen Engine. In: SAE Paper no. 2003-01-3210 (2003)
26. Boiarciuc A. and Floch A. Evaluation of a 0D Phenomenological SI Combustion Model, SAE 2011-01-1894, 2011
27. Bradley D., Lawes M., Liu K., Verhelst S., Woolley R. Laminar burning velocities of lean hydrogen-air mixtures at pressures up to 1.0 MPa. In: Combust. Flame 149 (2007), p. 162–172
28. Briem M. Untersuchungen zur inneren Gemischbildung an einem Wasserstoff-Forschungsmotor, University of Stuttgart, PhD thesis, 1998

29. Brinkman N., Wang M., Weber T., and Darlington T. Well-to-Wheels Analysis of Advanced Fuel/Vehicle Systems - A North American Study of Energy Use, Greenhouse Gas Emissions, and Criteria Pollutant Emissions, 2005.
30. Burke, A. Hybrid vehicles: design approaches, component options, and potential fuel economy improvements. Institute of Transportation Studies, University of California at Davis. 2005
31. Cavina N. and Suglia R. Spark Advance Control based on a Grey Box Model of the Combustion Process, SAE 2005-01-3760, 2005
32. Colin O. Hydrogen turbulent mixing modeling. In: Internal Report, D3.2.C, EU integrated project HyICE, No. 506604
33. Colin O., Benkenida A., Angelberger C. 3D Modeling of Mixing, Ignition and Combustion Phenomena in Highly Stratified Gasoline Engines. In: Oil & Gas Science and Technology - Rev. IFP 58 (2003), Vol. 1, p. 47–62
34. Conte E. Combustion of reformer gas/gasoline mixtures in spark ignition engines: A concept for near-zero emission transportation, Swiss Federal Institute of Technology Zurich, PhD thesis, 2006
35. Corvus Energy Announces Investment from Statoil Technology Invest. 2015.
36. Cowie A., Berndes G., Smith T. On the timing of greenhouse gas mitigation benefits of forest-based bioenergy, IEA Bioenergy, 2013. ExCo 2013:04
37. Deniz C., Kilic A., Civkaroglu G. Estimation of shipping emissions in Candarli Gulf, Turkey. Environmental Monitoring and Assessment. 2010. Vol.171, pp.219–228.
38. DNV GL Alternative fuels for shipping. DNV GL Strategic Research & Innovation Position 2014. Paper 1-2014.
39. Dorer F. Kompressionsmaschine zur Simulation von Brennraumvorgängen in Wasserstoff-Großdieselmotoren, Technical University Munich, PhD thesis, 2000
40. Eckstein L., Gobbels R., and Wohlecker R. Benchmarking of the Electric Vehicle Mitsubishi i-MiEV. ATZ worldwide, 12:48–53, 2011.

41. Eder A. Brennverhalten schallnaher und überschall-schneller Wasserstoff-Luft Flammen, Technical University Munich, PhD thesis, 2001
42. Eichlseder H. and Wimmer A. Potential of IC-engines as minimum emission propulsion system. *Atmospheric Environment*, 37:5227–5236, 2003.
43. Ellgas S. Simulation of a Hydrogen Internal Combustion Engine with Cryogenic Mixture Formation, University of Armed Forces, Munich, PhD thesis, 2007
44. Erren R., Campbell W. Hydrogen: A Commercial Fuel for Internal Combustion Engines and Other Purposes. In: *The Institute of Fuel* 29 (1933), p. 277–290
45. Errico G. D., Onorati A., Ellgas S., Obieglo A. Thermo-Fluid Dynamic Simulation of a S.I. Single-Cylinder H₂ Engine and Comparison with Experimental Data. In: *Proceedings of ICES2006 ASME Internal Combustion Engine Division, Spring Technical Conference (2006)*, May 8-10
46. Ferreira J., Bender R., Forkel H. Flamelet Modelling of Partially Premixed Hydrogen Combustion in a Direct Fuel Injection Engine. In: *1st Int. Sym. on Hydrogen Internal Combustion Engines* Graz University of Technology, Austria, 2006
47. Florentinus A., Hamelinck C., van den Bos A., Winkel R., Cuijpers M. Potential of biofuels for shipping - Final Report. Prepared by Ecofys for European Maritime Safety Agency (EMSA). 2012.
48. Furuhashi S. Hydrogen engine systems for land vehicles. In: *Int. J. Hydrogen Energy* 14 (1989), Vol. 12, p. 907–913
49. Gerbig F., Strobl W., Eichlseder H., Wimmer A. Potentials of the Hydrogen Combustion Engine with innovative Hydrogen specific Combustion Processes. In: *FISITA World Automotive Congress*. Barcelona, 2004
50. Gerke U., Boulouchos K., Wimmer A., Kirchweyer W. Analysis of Hydrogen Direct-Injection Internal Combustion Engines with Methods of Computational Fluid Dynamics. In: *Diesel- und Benzin- direkteinspritzung, IV Bd. 77*. Haus der Technik, Berlin, 2006

51. Guerrier, M. and Cawsey, P. The Development of Model Based Methodologies for Gasoline IC Engine Calibration, SAE Technical Paper 2004-01-1466, 2004
52. Hasse C. A Two-Dimensional Flamelet Model for Multiple Injections in Diesel Engines, RWTH Aachen, PhD thesis, 2004
53. Heffel J. W. NO_x emission and performance data for a hydrogen fueled internal combustion engine at 1500 rpm using exhaust gas recirculation. International Journal of Hydrogen Energy, 2003. 28(8), pp. 901-908.
54. Heller K., Ellgas S. Optimisation of a Hydrogen Internal Combustion Engine with Cryogenic Mixture Formation. In: 1st Int. Sym. on Hydrogen Internal Combustion Engines Graz University of Technology, Austria, 2006
55. Henning G., Godecke T., and Damm A. Neue Getriebe für die neuen Kompakten. ATZ, 9:70–73, 2012.
56. Heywood J. B., Internal Combustion Engines Fundamentals, McGraw and Hill, 1988
57. Ishiyama T., Kang J., Ozawa Y., and Sako T. 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.
58. Jiang, S., and Nutter, D. Implementation of Model-Based Calibration for a Gasoline Engine, SAE 2012-01-0722, 2012
59. Landalv I., Gebart R., Marke B., Granberg F., Furusjo E., Lownertz P., Öhrman O.G.W., Sørensen E. L., Salomonsson P. Two years experience of the BioDME project – a complete wood to wheel concept. Environmental Progress and Sustainable Energy. 2014. Vol.33, pp. 744–750.
60. Lin C.Y. Effects of biodiesel blend on marine fuel characteristics for marine vessels. Energies. 2013. Vol.6, pp.4945–4955
61. 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

62. Lipman, T., and Hwang, R. 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.
63. 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.
64. 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.
65. Miller, J. Hybrid Electric Vehicle Propulsion System Architectures of the e-CVT Type. IEEE Transactions on Power Electronics, 2006. 21(3), pp. 756-767.
66. O'Dowd C. Aerosol in Global Atmosphere. In Encyclopedia of Sustainability Science and Technology, Robert A. Meyers (Ed). 2012. pp 111-148. Springer New York
67. Ott T., Onder C., and Guzzella L. Hybrid-Electric Vehicle with Natural Gas-Diesel Engine. Energies, 6:3571–3592, 2013.
68. Ott T., Zurbriggen F., Onder C., and Guzzella L. Cycle-averaged efficiency of hybrid electric vehicles. Institution of Mechanical Engineering Part D, Journal of Automobile Engineering, 227:78–86, 2012.
69. Petzold A., Lauer P., Fritsche U., Hasselbach J., Lichtenstern M., Schlager H., Fleischer F. Operation of marine diesel engines on biogenic fuels: modification of emissions and resulting climate effects. Environmental Science and Technology. 2011. Vol. 45, pp.10394– 10400.
70. 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
71. 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

72. Romm, J.J. The Hype About Hydrogen: Fact and Fiction in the Race to Save the Climate, Island Press, Washington, D.C. 2004.

73. 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

74. Schmidt T., Weiskirch C., Lieske S., and Manz H. Modern industrial engines emission calibration and engine management. ATZ off highway, 9:24–35, 2010.

75. Schneeweiss B. and Teiner P. Hardware-in-the-Loop-Simulation am Motorenprufstand fur realitatsnahe Emissions- und Verbrauchsanalysen. Automobiltechnische Zeitschrift ATZ, 5:76–79, 2010.

76. Sciaretta A. Supervisory control of hybrid powertrains: An experimental benchmark of offline optimization and online energy management. Control Engineering Practice, 19:1253–1265, 2011.

77. Semin R.A.B. A Technical Review of Compressed Natural Gas as an Alternative Fuel for Internal Combustion Engines. Am. J. Engg. & Applied Sci, 1:302–311, 2008.

78. Serrano D. and Lecointe B. 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.

79. Service, R. F. The hydrogen backlash. Science, 2004. 305(5686), Aug 13, pp. 958-961.

80. Sherrard A. Poly-gen flash pyrolysis praised for rapid roll-out. Bioenergy International 2015. 78(2). Pp 18-19

81. 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.

82. Thomson H., Corbett J. J., Winebrake J.J. Natural gas as a marine fuel. *Energy Policy* 2015. 87. pp 153–167
83. 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.
84. Warnecke W., Karanikas J., Levell B., Mesters C., Adolf J., Schreckenber J., Kofod M., and Wildbrand K. Natural Gas - A bridging technology for future mobility? In *34. Internationales Wiener Motorensymposium*, 25 - 26, April, 2013.
85. Wiebe I.I., *Brennverlauf und Kreisprozeb von Ver-brennungsmotoren*. In VEB- Verlag Technik, Berlin, 1970.
86. Zhang, Y., Lin, H., Zhang, B., and Mi, C. Performance Modeling and Optimization of a Novel Multi-mode Hybrid Powertrain. *Journal of Mechanical Design*, 2006. 128, pp. 79-89.