

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

ИНСТИТУТ МАШИНОСТРОЕНИЯ

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование)

13.03.03 Энергетическое машиностроение

(код и наименование направления подготовки)

«Альтернативные источники энергии транспортных средств»

(направленность (профиль))

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА)

на тему Двигатель для легкового автомобиля с системой eBooster

Студент

В.А. Панфилов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

к.т.н., доцент, В.В. Смоленский

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

Тольятти 2023

АННОТАЦИЯ

Выпускная квалификационная работа посвящена вопросу применения электронной системы наддува для повышения эффективности автомобильного двигателя.

Целью бакалаврского проекта является проведение модернизации системы наддува для повышения мощностных показателей работы двигателя за счет применения электронной системы наддува eBooster.

Поэтому в данном бакалаврской работе представлены результаты проектирования элементов двигателя SAAB B234 с модернизированными элементами системы впуска и наддува, а также приведен анализ влияния различных условий регулирования системы наддува на эффективность и токсичность работы двигателя. Бакалаврская работа состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка состоит из аннотации, введения, 4 разделов, заключения с основными результатами и выводами, содержит 36 рисунков, 10 таблиц, списка использованных источников (46 источник). Основной текст изложен на 60 страницах.

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

ABSTRACT

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

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

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

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

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

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1 Наддув в автомобильных двигателях	5
1.1 Концепция применения наддува в современных двигателях.....	5
1.2 Обычные системы наддува.....	9
1.3 Компрессор с электроприводом.....	13
2 Тепловой расчет проектируемого двигателя	23
2.1 Базовая модель двигателя.....	24
2.2 eBooster модель.....	28
2.3 Моделирование на установившихся режимах.....	31
3 Кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя	37
3.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	37
3.2 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя.....	39
4 Анализ токсичности отработавших газов при использовании системы наддува eBooster	44
Заключение	53
Список используемых источников	56

ВВЕДЕНИЕ

Повышение эффективности и мощности ДВС было предметом исследований с самого начала развития автомобилестроения. Это можно разделить на две основные группы: минимизация механических потерь и улучшение термодинамических процессов. Основной идеей КПД двигателя является преобразование химической энергии, запасенной в топливе, в кинетическую энергию путем сжигания воздушно-топливной смеси. Следовательно, чем больше топлива мы сжигаем, сохраняя коэффициент стехиометрии, тем больше энергии получаем. Чтобы увеличить количество топлива, мы также должны увеличить количество кислорода (воздуха), чтобы сохранить допустимую стехиометрию. Учитывая ограничения рабочего объема, лучший способ обеспечить больше воздуха — увеличить его плотность, что обычно делается с помощью принудительной наддува.

В настоящее время выбросы и, как следствие, сокращение размеров являются часто обсуждаемой темой. Так называемое глобальное потепление вынудило правительства ввести строгие ограничения на выбросы «парниковых газов», что привело к необходимости быстрого снижения выбросов углекислого газа, что, привело к созданию двигателей с малым рабочим объемом – так называемое «down-sizing». Тем не менее, требования к мощности находятся на том же уровне, что вынуждает производителей предлагать высокоэффективные двигатели малого рабочего объема с турбонаддувом или наддувом. Не имеют от запаздывания, поскольку они подключены непосредственно к кривошипу и, таким образом, обеспечивают наддув почти на холостом ходу, но в этом и заключается их главный недостаток — они забирают энергию у двигателя, что приводит к более низкому механическому КПД по сравнению с двигателями с турбонаддувом с таким же другие условия. Чтобы преодолеть эти недостатки, в конце 1990-х годов появилась новая идея — системы наддува с электроприводом.

1 Наддув в автомобильных двигателях

1.1 Концепция применения наддува в современных двигателях

Концепция уменьшения размеров двигателя определяется как использование двигателя с малым рабочим объемом, который по-прежнему обеспечивает мощность более крупного двигателя. Как известно, это возможно за счет увеличения давления на входе и, как следствие, плотности воздуха с помощью какой-либо системы наддува. Точка скорости/нагрузки смещается в более эффективную область за счет снижения мощности двигателя при сохранении характеристик полной нагрузки за счет принудительной индукции. Как было сказано ранее, в последние несколько десятилетий все большую озабоченность в целом и в автомобильной сфере в частности вызывает образование парниковых газов через выхлопные газы, в первую очередь CO_2 . Пределы выбросов с каждым годом становятся все более строгими, и это заставляет автомобильные компании максимизировать эффективность своих двигателей, чтобы соответствовать этим ограничениям, по крайней мере, в тестовых циклах. Если говорить о целевой группе европейского рынка для двигателей уменьшенного размера, то в основном это автомобили сегментов C, D и E. В настоящее время эти автомобили обычно оснащаются рядными 3-4-цилиндровыми двигателями объемом от 1 до 2 литров с одноступенчатой или многоступенчатой системой наддува, тогда как до конца 90-х годов в основном использовались безнаддувные двигатели, рядные от 4 до V6 рабочим объемом от 1,6 до 3 литров. обеспечивает сравнимую выходную мощность.

Турбокомпрессор — не единственная технология, которая способствует повышению эффективности. Непосредственный впрыск топлива, передовые системы рециркуляции отработавших газов, регулируемые фазы газораспределения, регулируемый рабочий объем

цилиндров и гибридизация также играют огромную роль в уменьшении габаритов.

При таком подходе современные двигатели имеют ряд преимуществ по сравнению со старыми:

- Сокращение выбросов CO_2 и NO_x благодаря более высокой эффективности и, следовательно, меньшему расходу топлива.
- Уменьшение веса двигателя. Уменьшение количества цилиндров и использование алюминиевых сплавов вместо чугуна приводит к заметному снижению веса, что приводит к снижению расхода топлива, снижению выбросов и улучшению управляемости.
- Меньшие площади трения и, следовательно, меньшие потери на трение из-за меньшего рабочего объема.
- Меньшая общая инерция ДВС приводит к лучшей экономии топлива автомобиля. [1] [2] [3]

Однако высокая удельная мощность двигателей уменьшенных размеров увеличивает технические трудности и требования к двигателю и его частям. Высокое давление наддува и, следовательно, высокая степень сжатия требуют надежной системы сгорания, а также надежности и долговечности базового двигателя. Хороший крутящий момент на низких скоростях и переходные характеристики необходимы для поддержания хорошей управляемости.

Глядя на все преимущества двигателя уменьшенного размера, можно сказать, что это большое будущее двигателей, но у всего есть своя цена, и это приносит некоторые недостатки. Хотя эти двигатели показывают большую эффективность и экономию топлива в тестовых циклах, в реальной жизни ситуация совершенно иная, и эффективность ниже.

Основной проблемой при увеличении мощности в ДВС является так называемый стук. Зарядка даже усугубляет эту проблему. При использовании принудительной индукции давление и температура в цилиндрах становятся намного выше, чем в двигателе без наддува, что может привести к

самовоспламенению воздушно-топливной смеси и к серьезному повреждению двигателя. Есть 3 основных решения, позволяющих избежать детонации:

Непосредственный впрыск

Топливный туман испаряется в камере сгорания и снижает температуру. DI широко используется в последнее десятилетие практически во всех двигателях, но имеет много недостатков. DI требует впрыска под высоким давлением и использует систему впрыска, аналогичную системе Common Rail, используемой в дизельных двигателях, и имеет много общих проблем, в основном с долговременной надежностью. Форсунки из-за давления около 100 бар крайне чувствительны к качеству и чистоте топлива, так как мелкие частицы могут повредить форсунку на такой скорости.

Еще одна проблема с DI — обугливание головки двигателя. При использовании EGR частицы углерода в выхлопных газах оседают на впускных каналах и клапанах, что снижает эффективную площадь поперечного сечения каналов, препятствует надлежащему закрытию клапанов и вызывает потерю компрессии и угар моторного масла. В то время как в классическом портовом впрыске свежая топливная смесь промывает и очищает порты.

Снижение степени сжатия

Форсированные двигатели обычно имеют степень сжатия ниже 9:1, что очень помогает, но снижает общую эффективность двигателя.

Использование богатой воздушно-топливной смеси

Наиболее эффективным способом снижения температуры и предотвращения детонации является обогащение топливно-воздушной смеси, что, очевидно, приводит к высокому расходу топлива и сводит на нет все преимущества эффективности.

Рассмотрим подробнее последний пункт. Чтобы понять всю проблему, мы должны оглянуться назад, к истокам всего сокращения. Основная идея сокращения заключается в том, что автомобиль должен производить меньше

разрешенного максимума выбросов. Это измеряется в стандартизированном испытательном цикле, и в Европе до 1 сентября 2019 года это был NEDC [4], в котором автомобили тестировались в режиме относительно низкой нагрузки, как видно на рисунке 1. Это было выгодно для автомобильных компаний, поскольку двигатели работали с низкой потребностью в мощности и в этом сценарии, при малом количестве воздушно-топливной смеси, температура в камере сгорания была достаточно низкой, чтобы избежать детонации и обеспечить желаемую экономию топлива и выбросов, однако, когда возникает необходимость в полной мощности, блок управления начинает обогащать воздух. -топливной смеси, поэтому температура может поддерживаться достаточно низкой, чтобы избежать детонации, но эффективность быстро снижается.

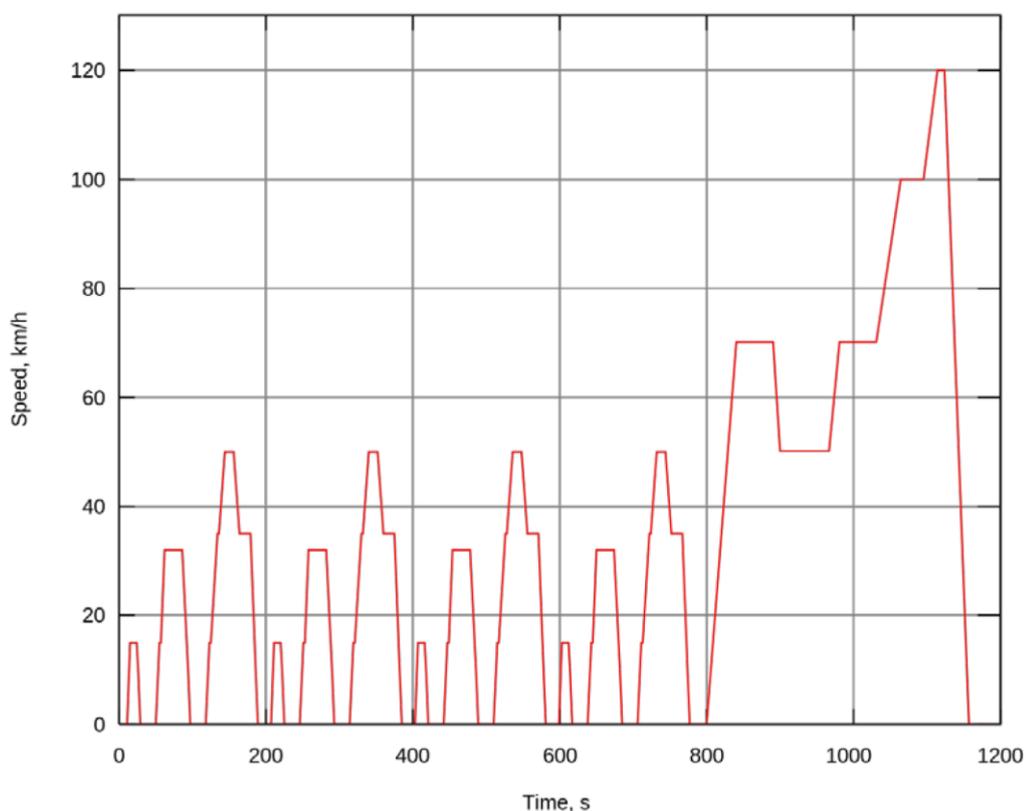


Рисунок 1 – Цикл ездовых испытаний NEDC [28]

Суммируя эти факты, мы видим, что двигатели уменьшенного размера хороши для работы с малой нагрузкой, в этом случае они действительно могут обеспечить большую экономию топлива по сравнению с более

крупными двигателями, тем не менее, в режимах высокой нагрузки КПД быстро падает, а экономия топлива хуже, чем в случае неукороченные двигатели. Однако при хорошей конструкции двигателя, системы управления и адекватном наддуве общий КПД выше, чем у двигателя без наддува. [5]

1.2 Обычные системы наддува

Мощность и эффективность двигателя внутреннего сгорания можно увеличить с помощью устройства сжатия воздуха, такого как нагнетатель или турбокомпрессор. Как показано в (1), увеличение давления и, как следствие, плотности впускаемого воздуха позволит впрыскивать дополнительное количество топлива в цилиндр, поддерживая адекватное соотношение воздух/топливо и увеличивая мощность, вырабатываемую двигателем.

Двигатели с искровым зажиганием имеют ограничение по детонации, что ограничивает допустимое увеличение давления в компрессоре. Теплообменник промежуточного охладителя используется с турбокомпрессорами и нагнетателями для охлаждения всасываемого воздуха и увеличения его плотности после того, как процесс сжатия повысил его температуру, а также для снижения склонности к детонации. Нагнетатели и турбокомпрессоры широко используются в широком спектре дизельных двигателей на протяжении десятилетий, поскольку в дизельных двигателях легче бороться с детонацией.

С середины 2000-х эти тенденции стали обычным явлением и для бензиновых двигателей, а из-за ограничений по выбросам в последнее десятилетие даже стало почти невозможно соблюдать эти ограничения с двигателями без наддува, что привело к их почти полному исчезновению.

1.2.1 Приводные компрессоры

Нагнетатели классифицируются как компрессоры с механическим приводом от коленчатого вала двигателя, обычно через ременную передачу. Нагнетатели используются в приложениях, в которых желательны

повышенная плотность и давление на всех оборотах двигателя. Филандер и Фрэнсис Рутс, американские инженеры и братья, изобрели нагнетатель в 1859 году для использования в зарождавшейся тогда сталелитейной промышленности. Нагнетатели также использовались в поршневых двигателях самолетов примерно с 1910 года, чтобы компенсировать снижение давления и плотности воздуха с высотой и увеличить потолок полета. Поскольку он имеет механический привод, скорость вращения нагнетателя ограничена скоростью вращения около 10 000 об/мин.

Типы компрессоров, используемых в двигателях внутреннего сгорания, в основном бывают двух типов: объемные и динамические.

В объемном компрессоре объем газа захватывается и сжимается за счет движения граничного элемента компрессора. Компрессоры объемного действия трех типов: поршневые (рисунок 2а), компрессоры Рутса (рисунок 2б), лопастные и винтовые компрессоры (рисунок 2в и г), как показано на рисунке 2. КПД объемных компрессоров варьируется от примерно 50 % для компрессора Рутса до более 90 % для винтового компрессора.

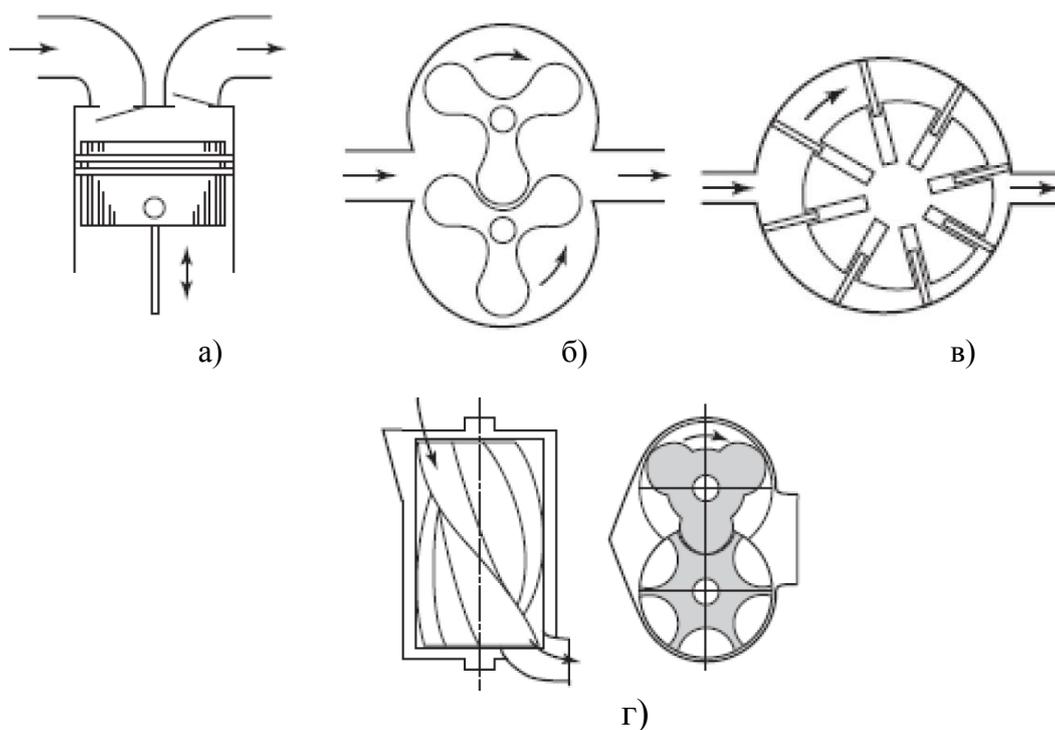


Рисунок 2 – Типы объемных компрессоров, применяемых в автомобилях. [7]

Динамический компрессор имеет вращающийся элемент, который добавляет тангенциальную скорость к потоку, который преобразуется в давление в диффузоре. Два типа динамических компрессоров и турбин — радиальные (центробежные) и осевые.

Обычно используемые типы нагнетателей в автомобилестроении — прямозубые Рутса, двухвинтовые и центробежные.

1.2.2 Электрические системы повышения давления (наддувы) eBooster

Уменьшение размеров зарекомендовало себя как весьма эффективный способ снизить выбросы CO₂ в легковых автомобилях при повседневном использовании. С обычными системами наддува были достигнуты большие улучшения в эффективности двигателя, и теперь 100 л.с. на литр рабочего объема стали стандартной удельной мощностью современных автомобилей.

Однако у этих систем есть некоторые ограничения, которые уже упоминались ранее, и основными из них являются:

- Турбо-задержка в случае ТС
- КПД механических компрессоров

С учетом современной гибридизации и относительно недорогих высоковольтных аккумуляторов и электродвигателей эти ограничения могут быть преодолены за счет использования компрессоров с электрическим приводом. Они дают значительное увеличение расхода всасываемого воздуха, особенно на низких оборотах, без задержки эффекта наддува в переходных режимах даже на очень низких оборотах.

С ростом электрификации транспортных средств, компактных электродвигателей и аккумуляторов теперь стало возможным использовать электрическую систему 48 В, которая может обеспечить в 4 раза больше мощности, чем 12 В (при том же токе).

Кроме того, такие системы обеспечивают большую свободу компоновки в моторном отсеке, поскольку не требуется подключение механического привода. Электрический усилитель вместе со всеми другими

необходимыми компонентами может быть заключен в один корпус, что также дает возможность создать дополнительную систему для применения к существующим агрегатам двигателя.

Система может быть спроектирована и настроена для соединения с существующим турбокомпрессором и обеспечения мгновенного наддува без механических потерь и продолжения работы с традиционным турбокомпрессором на более высоких оборотах двигателя с использованием отработанной энергии выхлопных газов, повышая эффективность до максимума.

Электрический наддув решает большую проблему с двигателями с турбонаддувом, когда размер турбоагнетателя всегда является компромиссом между крутящим моментом на низких оборотах и пиковой мощностью. С электронным наддувом можно установить большой турбокомпрессор, даже без изменяемой геометрии (VGT), что снижает затраты, обеспечивая огромную мощность при высоких оборотах двигателя, сохраняя отличную управляемость на низких оборотах с электронным наддувом.

В отличие от обычных механических нагнетателей с ременным приводом, электронные усилители могут использовать энергию, которая вырабатывается во время торможения автомобиля за счет рекуперации мощности электрического торможения. Степень, в которой это может быть достигнуто, зависит от емкости аккумуляторной батареи и от того, обеспечивает ли работа транспортного средства возможность проведения мероприятий по рекуперации.

Существует несколько концепций и конструкций гибридации компрессоров со своими плюсами и минусами, некоторые из них уже внедряются в серийные автомобили, тогда как другие пока только концепты.

1.3 Компрессор с электроприводом

Компрессор с электрическим приводом, широко известный как электронный бустер, изучался в течение многих лет. Основная идея этой концепции — нагнетатель, приводимый в движение электродвигателем. Эта концепция впервые появилась в 1990-х годах, но из-за уровня технологий она не была чем-то большим, чем концепция. Электросистема автомобилей в то время была на значительно более низком уровне, чем сейчас. При напряжении 12 В он мог выдавать только около 2 кВт вспомогательной мощности, чего было недостаточно, однако с системами на 48 В можно было бы достичь 8 кВт. Исследование, проведенное FEV, показывает гипотетические преимущества e-booster. [10] [12]

1.3.1 Переходные процессы

Использование e-boosting предлагает значительное улучшение переходных процессов. На рисунке 3 показан потенциал электронного бустера для 12 и 48 В. На графике показаны результаты моделирования ступеней нагрузки при постоянной частоте вращения двигателя для бензинового двигателя объемом 2,0 л.

E-boost компенсирует турбо-запаздывание даже при очень низких оборотах двигателя. 90% установившегося крутящего момента достигается в течение 0,4 секунды после достижения полной нагрузки без наддува с системой 12 В или даже 0,2 секунды с 48 В по сравнению с 1,8 секундами для чистого турбокомпрессора. Это означает, что электронный наддув способен обеспечить почти такое же удобство вождения и субъективное удовольствие, как от вождения больших двигателей без наддува [12].

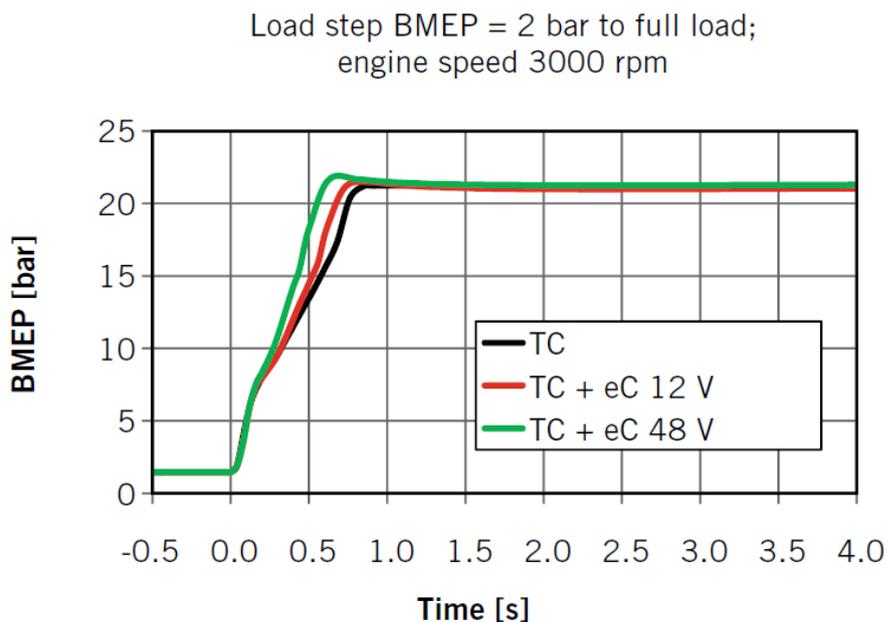
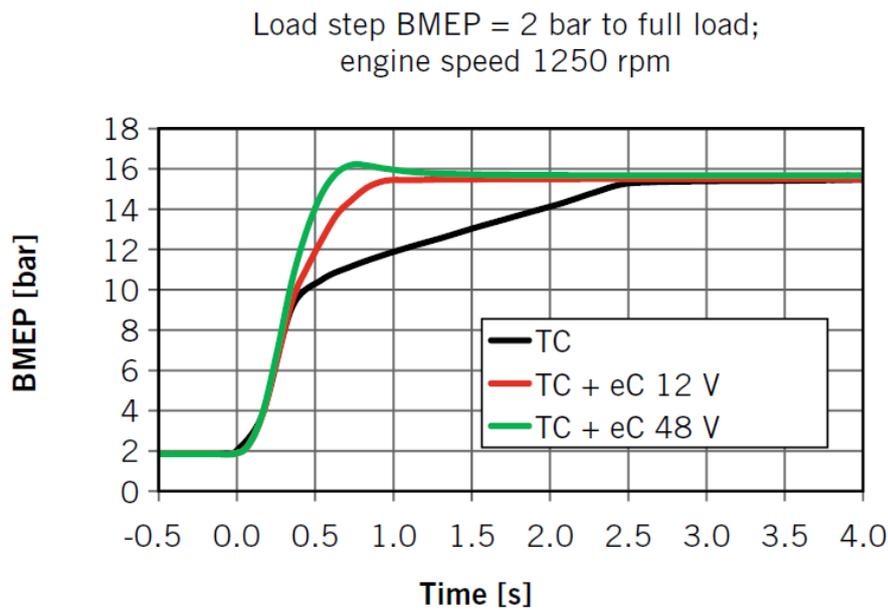


Рисунок 3 – Ступени нагрузки для газового двигателя объемом 2,0 л [12]

1.3.2 Ускорение

Так же, как и шаги нагрузки, ускорение значительно улучшено. На рисунке 4 представлено моделирование разгона автомобиля с 80 до 120 км/ч на высшей передаче. (эталонная масса 1600 кг, стартовая скорость $n=1480$ об/мин). Как видно, разница между 12 и 48 В невелика, но улучшение по сравнению с чистым турбокомпрессором существенно. [12]

Acceleration 80 to 120 km/h in highest gear

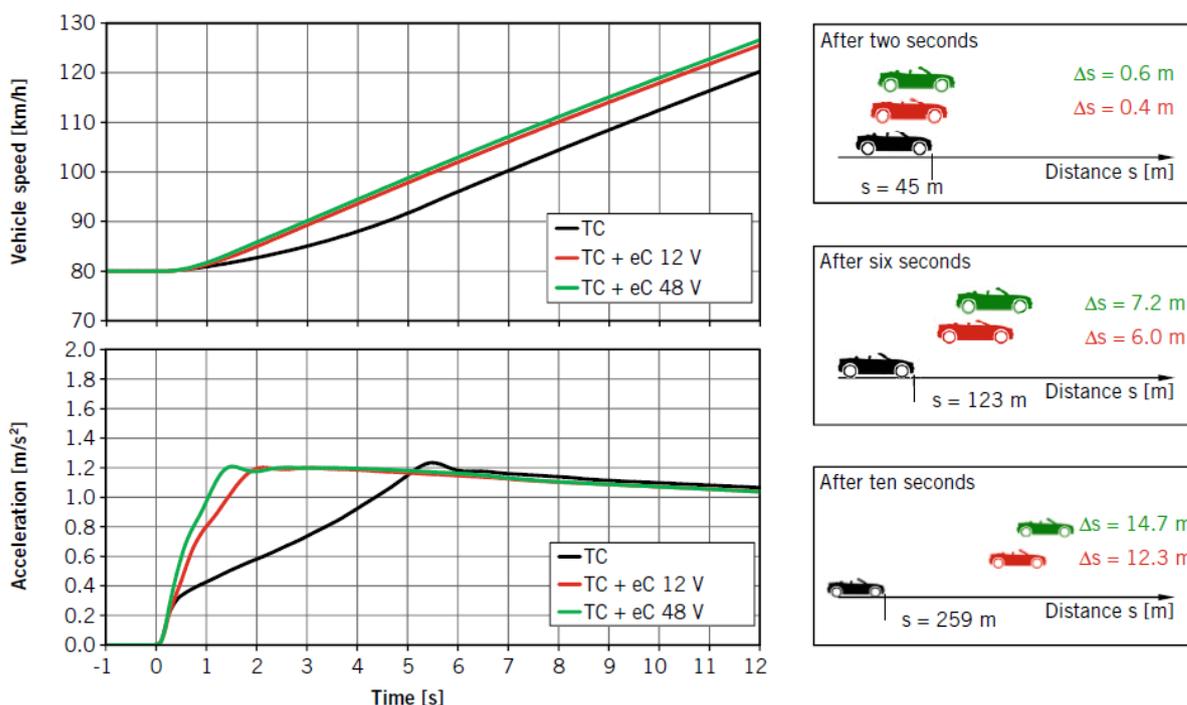


Рисунок 4 – График ускорения и скорости [12]

1.3.3 eBooster и выбросы

Электрический наддув оказывает существенное влияние на выбросы. Для дизельных двигателей существенное улучшение переходных режимов. В связи с тем, что цикл испытаний NEDC был заменен циклом испытаний WLTC, который на 42% состоит из фаз разгона, необходимо сделать более быстрый набор давления наддува. В этом случае воздушной массы в цилиндре достаточно, чтобы поддерживать низкое образование сажи и держать клапан EGR открытым во время шагов нагрузки, чтобы уменьшить выбросы NOx. Рисунок 5 иллюстрирует преимущества e-booster с точки зрения выбросов. [12]

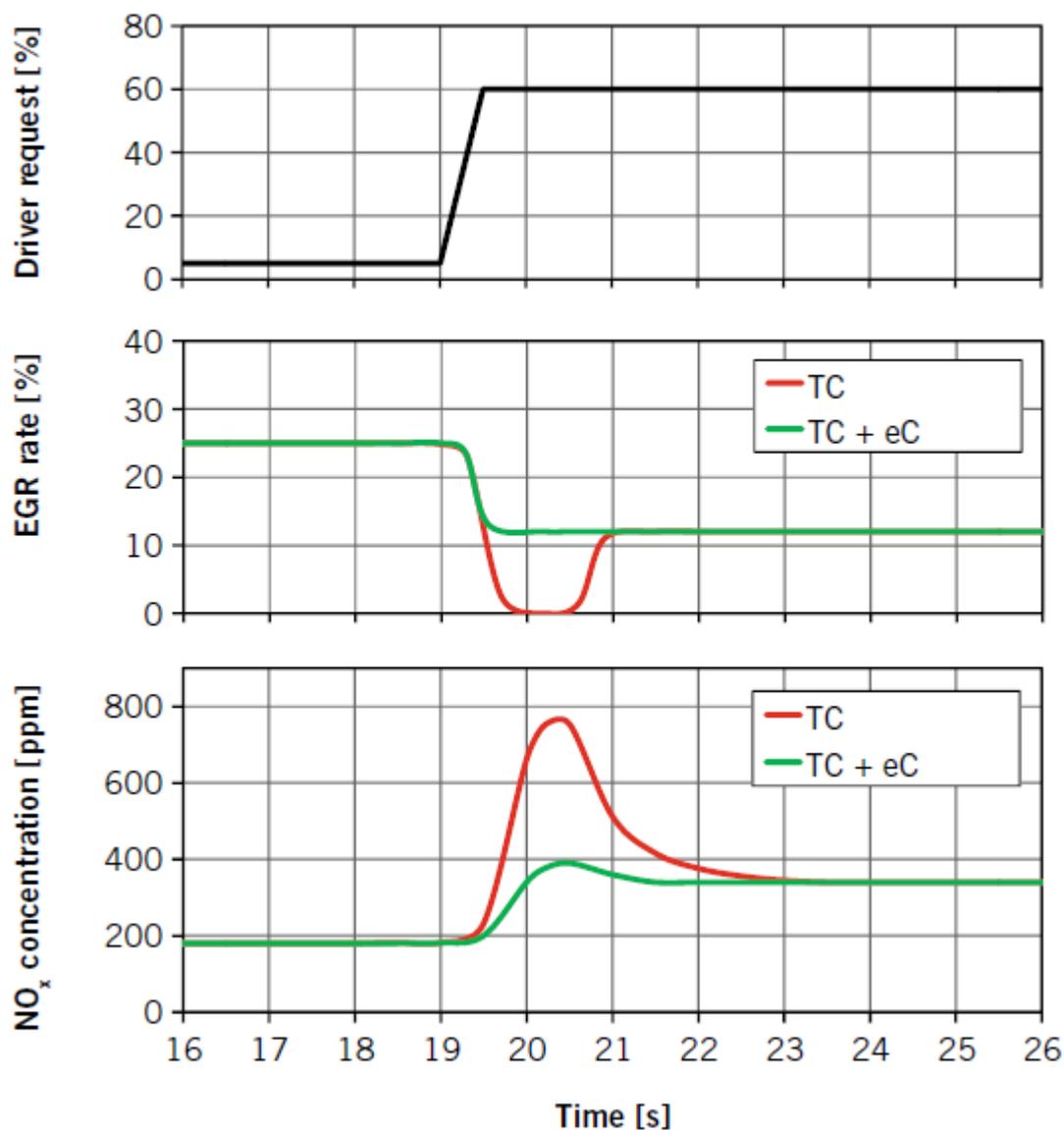


Рисунок 5 – Процесс ускорения дизельного двигателя. Комбинация турбокомпрессора и e-booster значительно снижает выбросы NO_x. [12]

Как видно, при использовании электронного усилителя клапан рециркуляции отработавших газов можно оставить частично открытым во время ускорения. Таким образом, пик концентрации NO_x в отработавших газах на этапе нагрузки может быть уменьшен почти на 50 % и лишь немного превышает конечное стационарное значение. [12]

Другим важным аспектом компрессоров с электрическим приводом является то, что без турбины (как в eTurbo) инерция ротора может быть низкой, блок более гибким и не влияет на газообмен двигателя, поскольку не

увеличивается противодавление, что является значительным преимуществом, особенно для газовых двигателей со склонностью к детонации. Учитывая отсутствие высокотемпературного воздействия на устройство, он также проще, а значит, и дешевле в производстве. [13] [14]

Учитывая плюсы и минусы разных типов компрессоров, лучше использовать центробежный компрессор с электрическим приводом. Основным недостатком в обычном применении является отставание, но, поскольку электродвигатель может очень быстро достигать целевых оборотов, это больше не проблема, хотя у этой конструкции есть много преимуществ, таких как снижение веса, небольшие размеры и более высокое давление при высоких оборотах. [13] [10] [7] [6] [9] [14]

1.3.4 eBooster

Эта концепция сочетает в себе обычный турбокомпрессор и радиальный компрессор с электрическим приводом, расположенный после турбокомпрессора. Из-за более низкого коэффициента давления наддува потребляемая мощность ниже. eBooster работает до тех пор, пока турбокомпрессор не вступит во владение и не обеспечит больший наддув. eBooster может улучшить переходное поведение, поскольку он достигает целевой скорости всего за несколько десятых секунды. Пример конструкции показан на рисунке б.

eBooster работает в три этапа.

- Первая фаза: Автомобиль и двигатель работают с низкой нагрузкой и постоянной скоростью, eBooster неактивен.
- Второй этап: водитель нажимает на педаль акселератора — eBooster немедленно реагирует и создает мгновенное давление наддува.
- Фаза третья: Турбокомпрессор берет на себя обеспечение более высокого давления, чем eBooster, eBooster отключается. [10]

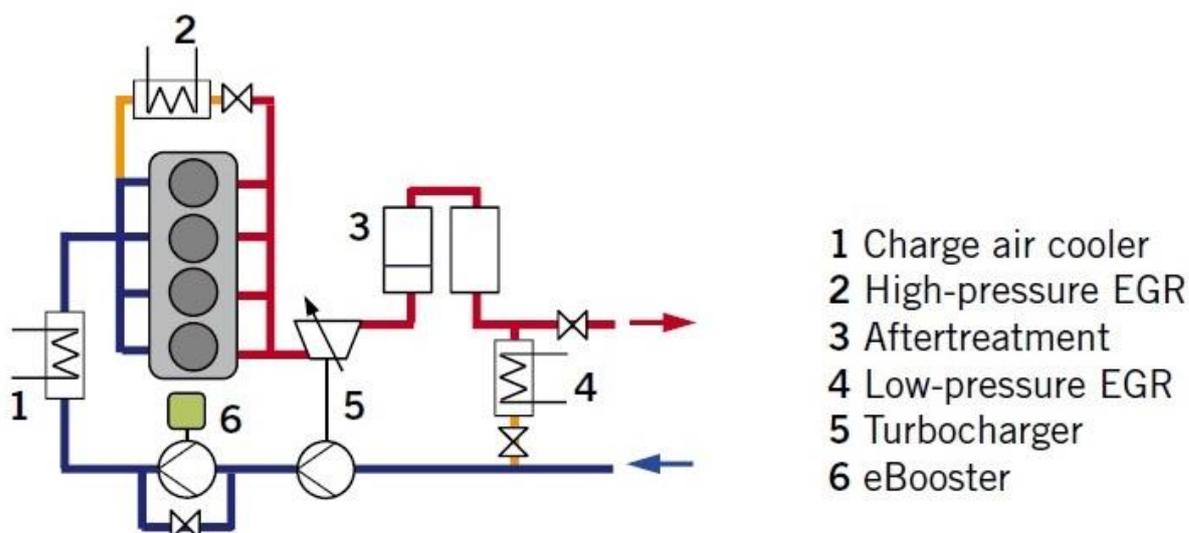


Рисунок 6 – Концепция размещения eBooster [10]

1.3.5 Audi SQ7 «компрессор с электроприводом»

Audi SQ7 — первый серийный автомобиль с компрессором с электрическим приводом. Он сочетает в себе концепцию битурбо с электрическим радиальным компрессором и электродвигателем-генератором с ременным соединением. Электросистема автомобиля работает от напряжения 48В, электрическая энергия вырабатывается генератором мощностью 3 кВт, а компрессор приводится в движение электродвигателем мощностью 7 кВт. Он имеет сходство с BorgWarner eBooster, но дополняет его дополнительным турбонаддувом и уникальным механизмом изменения фаз газораспределения.

Компрессор с электроприводом (EPC) снова работает в несколько фаз:

- Первая фаза: Автомобиль стоит на месте, двигатель работает на холостом ходу. VVT находится в положении малой нагрузки, когда открывается только один выпускной клапан на цилиндр. Байпасный клапан открыт. Компрессор неактивен.
- Второй этап: водитель нажимает педаль акселератора, перепускной клапан закрывается, и менее чем за 0,25 секунды компрессор

разгоняется до 70 000 об/мин и обеспечивает наддув непосредственно во впускном коллекторе.

- Фаза третья: двигатель достигает низких и средних оборотов, выхлопные газы накапливаются, перепускной клапан закрывается, EPC выключается, и первичный турбонагнетатель обеспечивает наддув.
- Фаза третья: двигатель достигает средне-высоких оборотов, VVT переходит в положение высокой нагрузки, и каждый выпускной клапан подает газ на свой собственный турбокомпрессор, оба турбокомпрессора обеспечивают максимальный наддув. [15]

1.3.6 Турбокомпрессор с электроприводом

Для выполнения требования по максимальному извлечению остаточной энергии из выхлопных газов и ее регенерации в самом двигателе или во вспомогательных агрегатах автомобиля используется другая технология, основанная на электрическом наддуве - так называемая электрическая турбокомпаундная – ETC.

Учитывая большое количество отработанной энергии в обычном турбокомпрессоре, представляется логичным соединить электропривод с турбокомпрессором непосредственно на его валу для рекуперации остаточной энергии выхлопных газов путем замены вестгейта на электродвигатель-генератор, а также для расширения рабочего диапазона наддува турбонагнетателя и уменьшить турбояму. Эта концепция становится привлекательной, о чем свидетельствуют несколько исследований и текущее применение в гоночных автомобилях F1 с чемпионата 2014 года. [11] [16]

ETC может быть выполнен в различных конфигурациях. Все они имеют свои преимущества и недостатки, поэтому давайте подробно рассмотрим их:

Как показано на рисунке 7, первая схема имеет электродвигатель-генератор, соединенный с валом турбокомпрессора. В этом случае, когда турбина выдает большую мощность, чем необходимая для привода компрессора, избыточная мощность преобразуется в электрическую с

помощью встроенного в корпус ТК быстроходного генератора. Эта конструкция дает преимущества в уменьшении размера двигателя, увеличении мощности и управляемости, поскольку электрический агрегат может работать не только как генератор, собирать избыточную энергию и замедлять вал и, следовательно, регулировать давление наддува, устраняя огромные потери в перепускном клапане, но и как двигатель, помогающий вращать колесо компрессора на низких оборотах двигателя и в переходных режимах, устраняя турбояму. Возможность привода вала также устраняет недостаток, связанный с добавлением противодействия к двигателю и повышенной инерцией турбоагнетателя. Однако у этой конструкции есть свои ограничения. Учитывая скоростные и температурные нагрузки, такая конфигурация предъявляет повышенные требования к электроагрегату и требует совершенно новой конструкции турбокомпрессора.

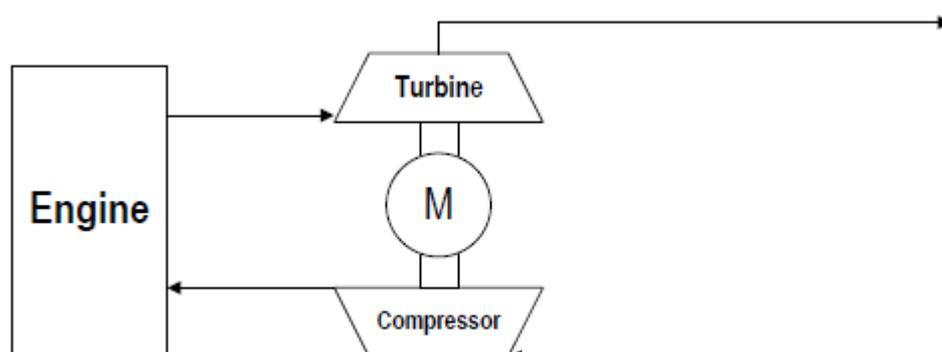


Рисунок 7 – Компоновка ЕТС 1 [16]

Во втором варианте, как показано на рисунке 8, силовая турбина может быть размещена последовательно после турбоагнетателя. Байпасный клапан гарантирует, что при низкой скорости и полной нагрузке мощность турбины не повлияет на поток, и необходимая мощность будет подаваться на колесо компрессора.

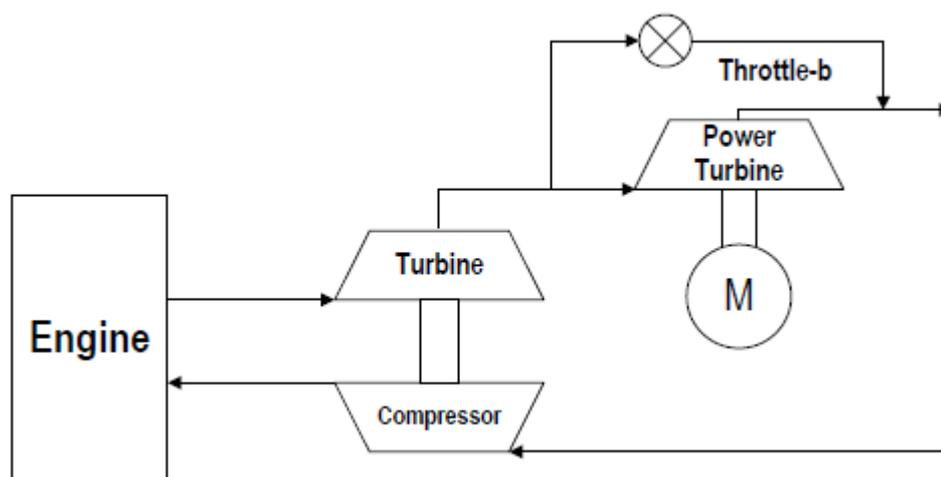


Рисунок 8 – Компоновка ETC 2 [16]

Третий макет, показанный на рисунке 9, улучшает второй. В этом случае силовая турбина размещается параллельно турбоагнетателю с двумя перепускными клапанами, которые используются для управления потоком выхлопных газов через турбокомпрессор и силовую турбину. Вестгейт турбины в этой схеме не нужен, так как поток регулируется перепускными клапанами.

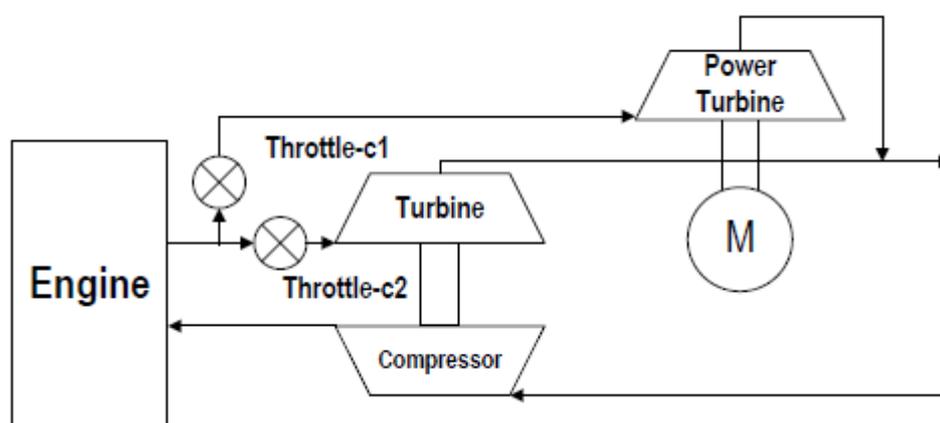


Рисунок 9 – Компоновка ETC 3 [16]

Наконец, как видно на рисунке 10, механическое соединение между турбиной и компрессорным колесом можно заменить электрическим.

Турбина связана с высокоскоростным генератором, а компрессор питается от высокоскоростного электродвигателя.

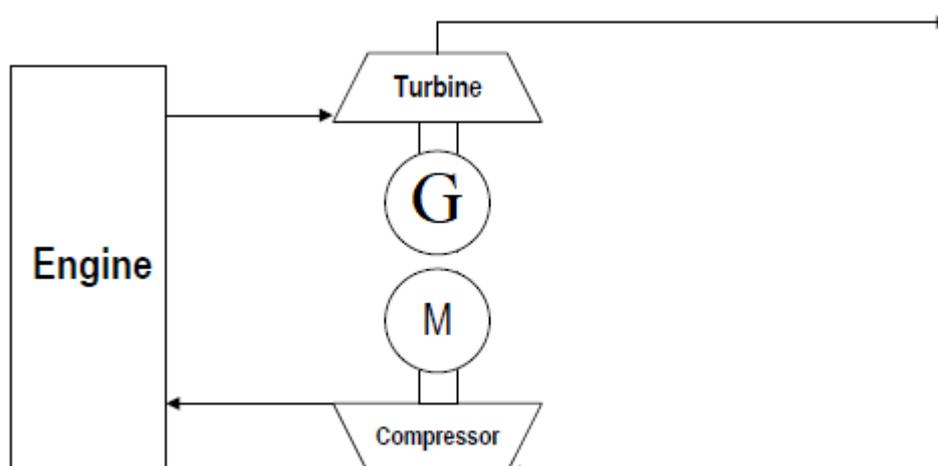


Рисунок 10 – Компоновка ETC 4 [16]

Выводы по первому разделу

В первую очередь было проведено исследование, чтобы выяснить, как обстоят дела с e-Boosting, какие решения уже существуют и какие тенденции и основные направления актуальны на данный момент. Исследование показало, что только несколько серийных автомобилей оснащены электронными нагнетателями, а в автоспорте используются электронные турбонаддувы. Однако это привело хотя бы к базовому представлению о осмысленной концепции eBooster.

Были рассмотрены различные конструкции систем электрического наддува. С помощью CFD-моделирования можно предсказать поведение этих систем в различных режимах движения и получить ответы на множество вопросов, которые до сих пор остаются без ответа, поскольку эти системы до сих пор не используются повсеместно, а исследований в этой области недостаточно.

2 Тепловой расчет проектируемого двигателя

Основные параметры двигателя SAAB B234 выбранного как прототип для дальнейшей проработки, принятого для расчета приведены в таблице 1, а общий вид двигателя SAAB B234 представлен на рисунке 11.



Рисунок 11 – Двигатель SAAB B234 выбранного как прототип для дальнейшей проработки

Таблица 1 – Технические параметры двигателя SAAB B234 выбранного как прототип для дальнейшей проработки

Параметры двигателя	Базовый
Тип	4-тактный бензиновый
Число и расположение цилиндров	4 – рядно
Порядок работы цилиндров	1-3-4-2
Диаметр цилиндров, мм	90
Ход поршня, мм	79
Длина шатуна, мм	147,5
Рабочий объем, л	2,01
Степень сжатия	14
Номинальная мощность при (4500) об/мин, кВт (л.с.)	100
Максимальный крутящий момент при (2800 об/мин), Нм	220

2.1 Базовая модель двигателя

На первом этапе базовая модель двигателя была выполнена в GT-Suite. Для этого были измерены все необходимые размеры на разобранном двигателе. Были разработаны подробная одномерная модель впускного коллектора, выхлопной системы с упрощенным каталитическим нейтрализатором и моделью глушителя для имитации противодействия, а также модель сгорания Вибе. Карта модели показана на рисунке 12.

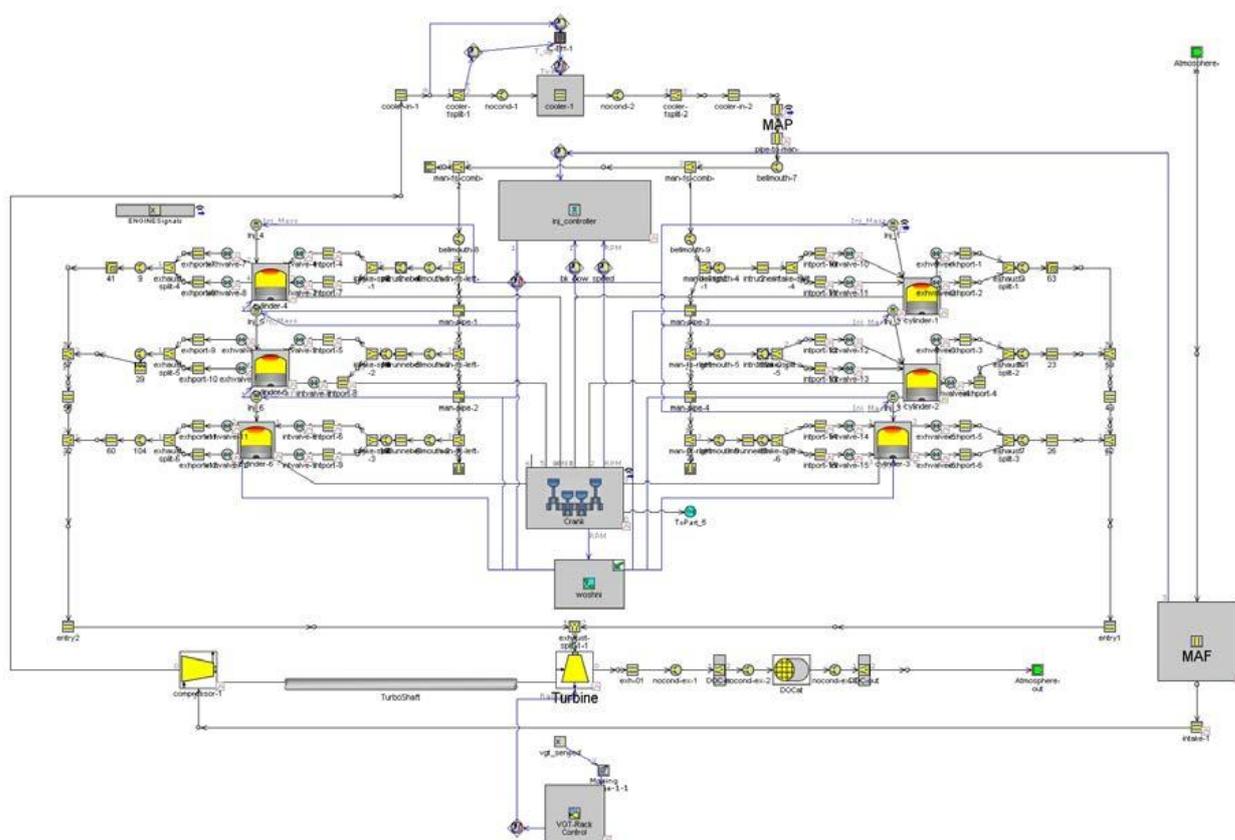


Рисунок 12 – Карта модели исследуемого двигателя.

В качестве следующего шага данные (такие как карта давления наддува, карта топлива и т. д.) были получены из анализа протоколов испытаний двигателей по ездовому циклу. На 3-й передаче (прямая передача с передаточным числом 1:1) автомобиль разогнался с холостого хода до максимальных оборотов двигателя по прямой без изменения высоты. Этот тестовый заезд был сделан в качестве альтернативы измерению на роликовом

тормозном стенде. Помимо прочего, это испытание показало плохой крутящий момент двигателя на низких оборотах и отсутствие давления при низких оборотах двигателя (рисунок 13). Также была исследована карта производительности турбины и компрессора от Garrett, хотя из-за коммерческой тайны точные значения не будут опубликованы. С этими данными откалибрована стационарная имитационная модель, настроенную для достижения соответствия реальности. Позже регулирование на основе карты было заменено регуляторами PID, которые были настроены для достижения желаемых значений.

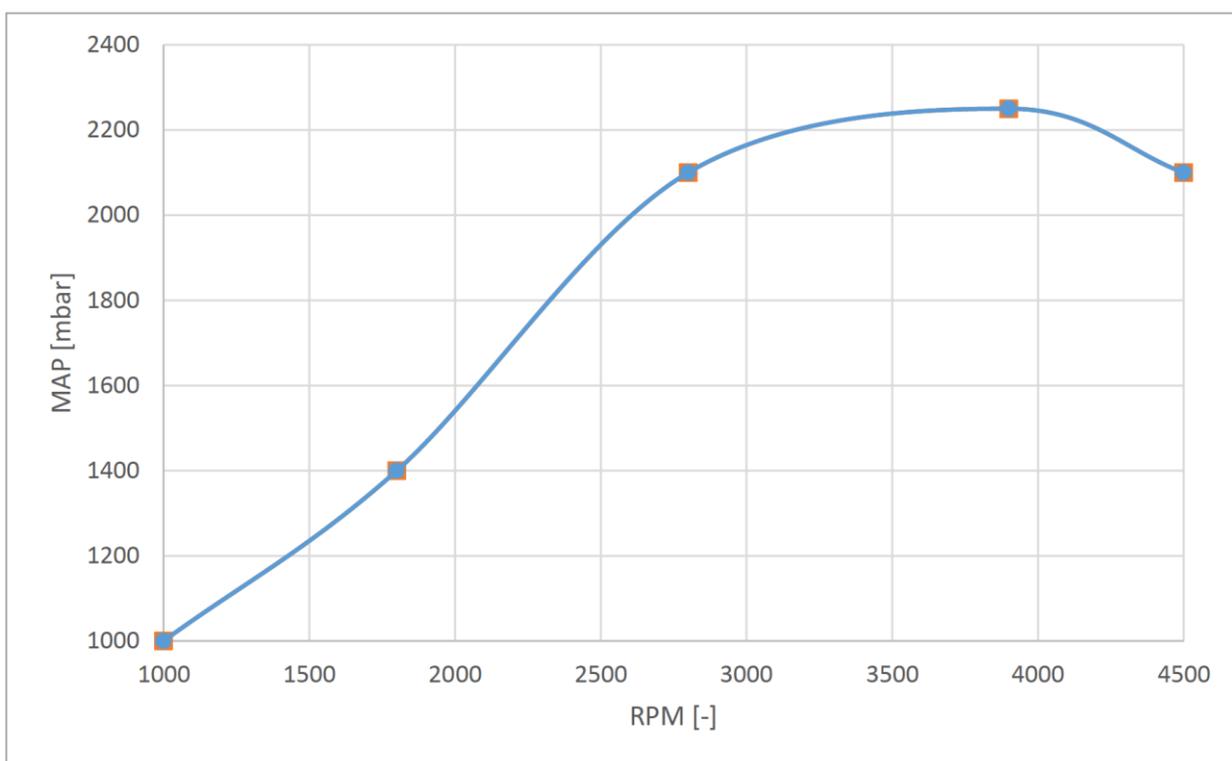


Рисунок 13 – Давление во впускном коллекторе при разгоне из состояния покоя

Поскольку рассматриваемый двигатель был разработан в середине 90-х годов, а потребляемая мощность тогда была довольно низкой, максимальное ВМЕР составляет всего около 15 бар. Учитывая современные требования к легковым автомобилям, была разработана новая характеристика полной нагрузки с максимальным ВМЕР 21 бар, что можно увидеть на рисунке 14.

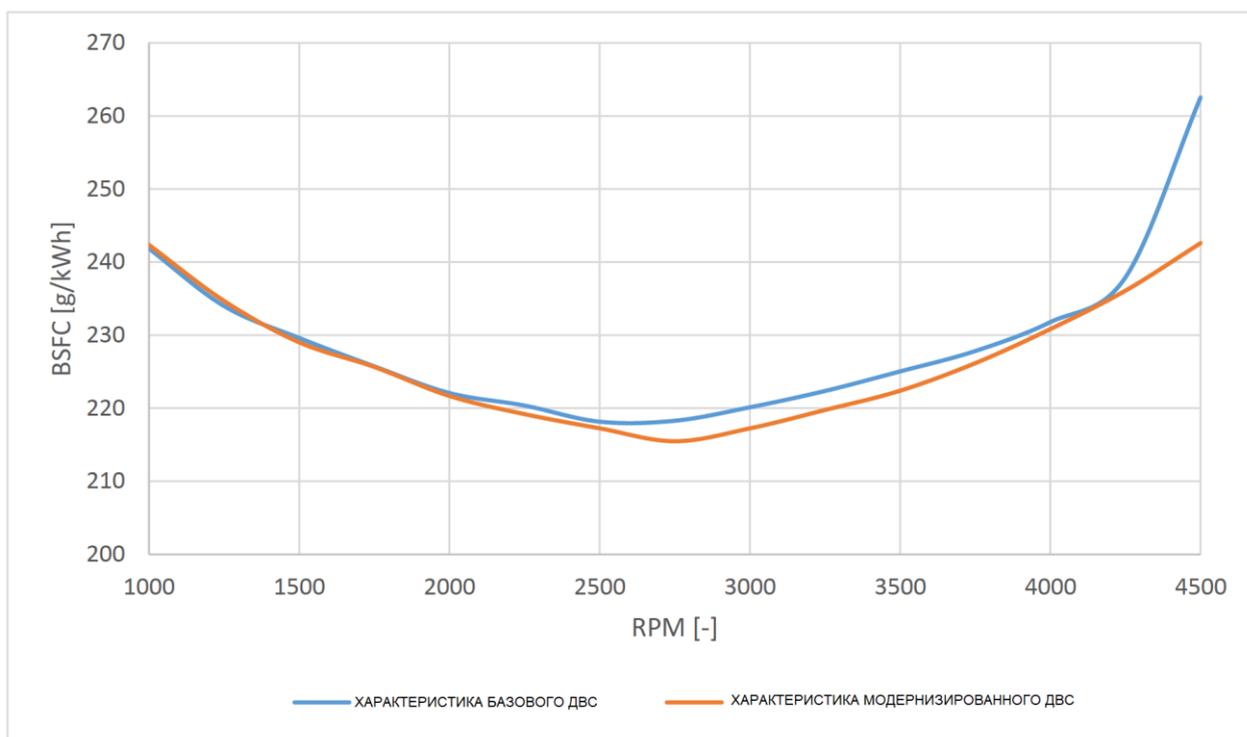


Рисунок 14 – Сравнение BSFC между заводскими характеристиками и характеристиками полной нагрузки новой конструкции.

Это увеличение мощности достижимо в реальном двигателе, так как при моделировании учитывались ограничения, такие как максимальное давление и температура в камере сгорания, максимальная температура до и после турбины, мощность интеркулера и другие существенные параметры. Также известно и описано во многих веб-ресурсах, связанных с настройкой мощности, что, говоря о механической прочности, двигатель способен достигать 28 бар ВМЕР.

Моделирование в установившемся режиме показало, что турбокомпрессор плохо согласован с точки зрения крутящего момента на низких оборотах и не обеспечивает адекватного отношения давления на низкой скорости, из-за запаса по помпажу, на высокой скорости он способен обеспечить более 3,5 бар. Учитывая, что новая характеристика полной нагрузки была изменена в соответствии с максимально достижимым перепадом давления компрессора в стабильной зоне (т. е. запас по помпажу ниже), сохраняя лямбда выше 1,3.

Как было сказано ранее, управление моделью осуществлялось через настройки входных параметров. Контроллер впрыска получает фактическое ВМЕР и частоту вращения двигателя от кривошипа и целевую нагрузку в виде положения педали акселератора и впрыскивает топливо для достижения целевого ВМЕР, которое указано на карте, показанной ниже (таблица 2 и таблица 3). Система управляется с помощью контроллера в система автоматической калибровки в программе GT-Suite на основе предварительно рассчитанной карты давления для выполнения ограничений турбоагнетателя (т. е. запас по помпажу, дроссель и максимальная угловая скорость). Контроллер получает сигнал давления воздуха в коллекторе, частоту вращения двигателя и количество впрыскиваемого топлива для достижения заданного целевого давления на карте.

Таблица 2 – Целевое среднее эффективное давление (ВМЕР)/карта загрузки

RPM	Среднее эффективное давление (ВМЕР)										
% ВМЕР	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
800	0	3,1	3,1	3,1	3,1	4	4	5	6	6	6
1000	0	3,1	3,1	3,1	3,3	3,54	4,25	4,95	5,66	6,37	7,08
1250	0	3,1	3,1	3,1	3,11	3,89	4,67	5,45	6,23	7,01	7,79
1500	0	3,1	3,1	3,1	3,76	4,7	5,64	6,57	7,51	8,45	9,39
1750	0	3,1	3,1	3,68	4,91	6,14	7,37	8,59	9,82	11,05	12,28
2000	0	3,1	3,33	5	6,66	8,33	9,99	11,66	13,32	14,99	16,65
2250	0	3,1	3,56	5,34	7,12	8,9	10,68	12,46	14,24	16,02	17,8
2500	0	3,1	3,92	5,89	7,85	9,81	11,77	13,73	15,69	17,66	19,62
2750	0	3,1	4,14	6,2	8,27	10,34	12,41	14,48	16,55	18,61	20,68
3000	0	3,1	4,11	6,16	8,21	10,27	12,32	14,37	16,43	18,48	20,53
3250	0	3,1	4,06	6,09	8,12	10,15	12,18	14,2	16,23	18,26	20,29
3500	0	3,1	4,01	6,01	8,02	10,02	12,03	14,03	16,04	18,04	20,05
3750	0	3,1	3,94	5,91	7,88	9,85	11,83	13,8	15,77	17,74	19,71
4000	0	3,1	3,69	5,54	7,38	9,23	11,08	12,92	14,77	16,61	18,46
4250	0	3,1	3,5	5,26	7,01	8,76	10,51	12,27	14,02	15,77	17,52
4500	0	3,1	3,3	4,95	6,6	8,25	9,9	11,56	13,21	14,86	16,51

Это привело к новой характеристике полной нагрузки, которая сравнима с дизельными двигателями современного производства и имеет несколько лучший BSFC за счет более высокого ВМЕР (см. рисунок 15). Позже эта характеристика легла в основу модели с eBooster.

Таблица 3 – Целевое давление [бар]/карта загрузки

RPM	Целевое давление [бар]											
Впрыск [мг/цикл]	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	51,5
1000	1,00	1,00	1,00	1,00	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05	1,05
1250	1,00	1,00	1,00	1,00	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10	1,10
1500	1,00	1,00	1,01	1,01	1,02	1,34	1,35	1,36	1,36	1,36	1,36	1,36
1750	1,00	1,00	1,01	1,02	1,04	1,32	1,62	1,84	1,84	1,84	1,84	1,84
2000	1,00	1,00	1,01	1,02	1,07	1,28	1,65	1,85	2,15	2,33	2,33	2,33
2250	1,00	1,00	1,02	1,05	1,12	1,30	1,57	1,88	2,15	2,45	2,48	2,48
2500	1,00	1,00	1,03	1,05	1,09	1,30	1,57	1,85	2,15	2,42	2,70	2,70
2750	1,00	1,00	1,04	1,08	1,13	1,31	1,56	1,84	2,15	2,40	2,70	2,77
3000	1,00	1,00	1,05	1,10	1,16	1,30	1,56	1,83	2,08	2,38	2,67	2,74
3250	1,00	1,00	1,05	1,12	1,20	1,28	1,54	1,78	2,06	2,33	2,62	2,69
3500	1,00	1,00	1,06	1,14	1,23	1,33	1,52	1,76	2,03	2,30	2,57	2,66
3750	1,00	1,00	1,07	1,15	1,26	1,37	1,49	1,73	2,00	2,27	2,54	2,63
4000	1,00	1,00	1,06	1,15	1,26	1,40	1,53	1,71	1,98	2,24	2,47	2,47
4250	1,00	1,00	1,06	1,17	1,29	1,43	1,55	1,72	1,97	2,24	2,4	2,4
4500	1,00	1,00	1,06	1,18	1,31	1,44	1,57	1,73	1,96	2,24	2,32	2,32

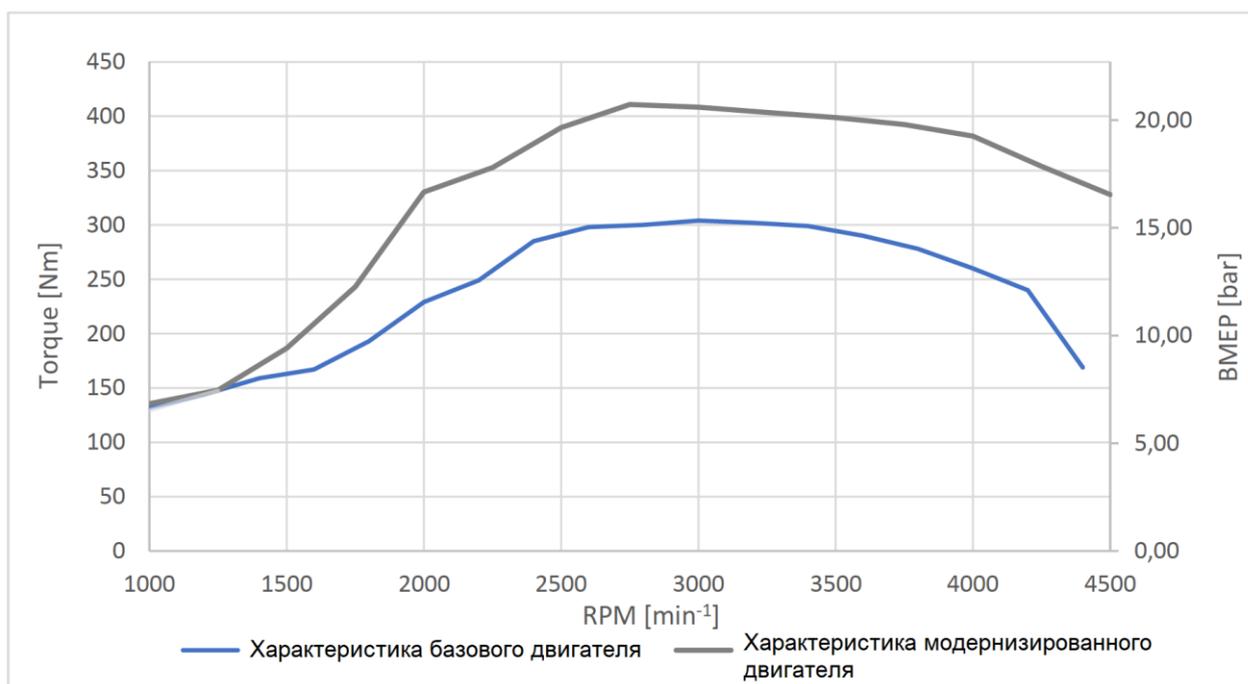


Рисунок 15 – Сравнение характеристик полной нагрузки.

2.2 eBooster модель

В качестве следующего шага был разработан и встроен в модель eBooster. Упрощенная схема представлена на рисунке 16. В качестве

переменных производительности (т. е. скорости, массового расхода, перепада давления и эффективности), либо с использованием безразмерных параметров [20].

Первоначально предполагалось, что eBooster будет помогать обычному турбонагнетателю, поэтому целевое соотношение давлений в расчетной точке было установлено равным 1,5. Хотя это предположение было достаточно справедливым при стационарном моделировании, более поздние расчеты показали, что в переходных режимах ТЦ не в состоянии обеспечить даже минимальное требуемое давление, поэтому рассматриваемые параметры были установлены как в таблице 4 ниже. Окончательная карта производительности представлена на рисунке 17. Затем разработанная внешняя скоростная характеристика была взята за основу новой характеристики для модели eBooster. Максимальный крутящий момент 410 Нм был сохранен, но теперь максимальный крутящий момент достигается при 1500 об/мин, что является значительным улучшением крутящего момента на низких оборотах.

Таблица 4 – Параметры eBooster.

Скорость компрессора в расчетной точке	50 000,00	[RPM]
Степень повышения давления в расчетной точке	3,00	[-]
Массовый расход в расчетной точке	0,05	[kg/s]
Изэнтропическая эффективность в расчетной точке	0,90	[fraction]

На ранних этапах компрессор приводился в движение шаблоном граничной скорости, который позже был заменен электрическим двигателем мощностью 15 кВт 48 В с максимальной скоростью 120 000 об / мин в паре с аккумулятором 13 Ач 48 В.

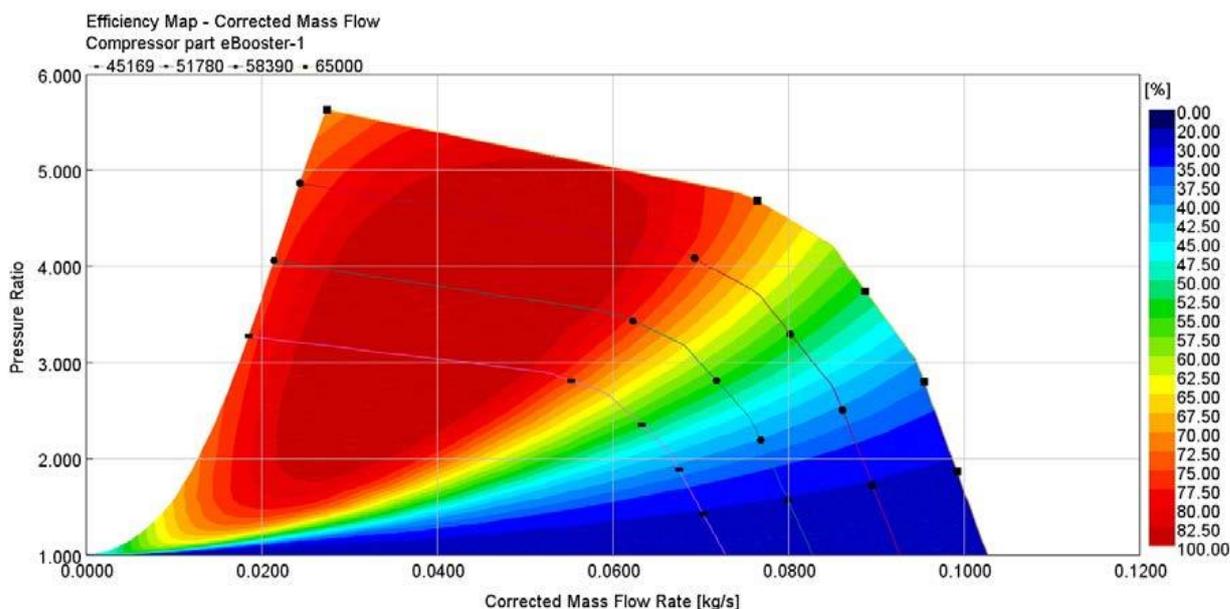


Рисунок 17 – Разработанная карта производительности

2.3 Моделирование на установившихся режимах

Стационарное моделирование для сравнения двух вариантов было выполнено, чтобы доказать основные принципы и преимущества eBoosting, а также настроить модели для достижения соответствия реальной жизни. Как писалось ранее, первый вариант был оснащен обычным турбокомпрессором с VGT, а второй имел турбокомпрессор с перепускным клапаном и eBooster. EBooster был разработан для работы только при низких оборотах двигателя – от холостого хода до 2500 об/мин. Как видно на рисунке 18, eBooster обеспечивает целевое давление при очень низких оборотах двигателя, что также позволяет использовать турбонагнетатель для работы на пиковой мощности. Как следствие, он предлагает широкий спектр крутящего момента, который необходим для хорошей управляемости.

Из-за более высокого ВМЕР при низких оборотах двигателя, BSFC также значительно улучшается, как показано на рисунке 19. Наименьший удельный расход также переносится на более низкие обороты двигателя, что полезно в городских ездовых циклах. В таблицах 5 и 6 показан BSFC, рассчитанный для характеристики полной скорости обеих моделей.

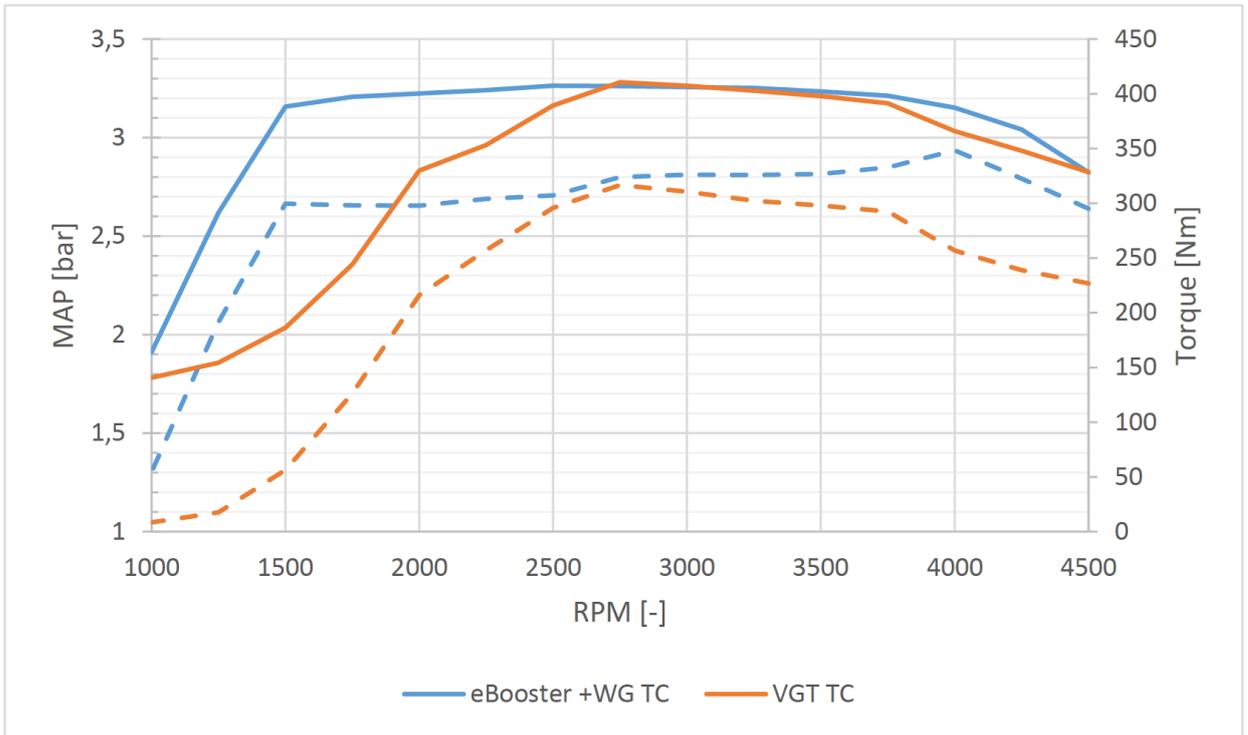


Рисунок 18 – Сравнение между eBooster и VGT TC. Пунктирные линии представляют давление, сплошные линии представляют крутящий момент.

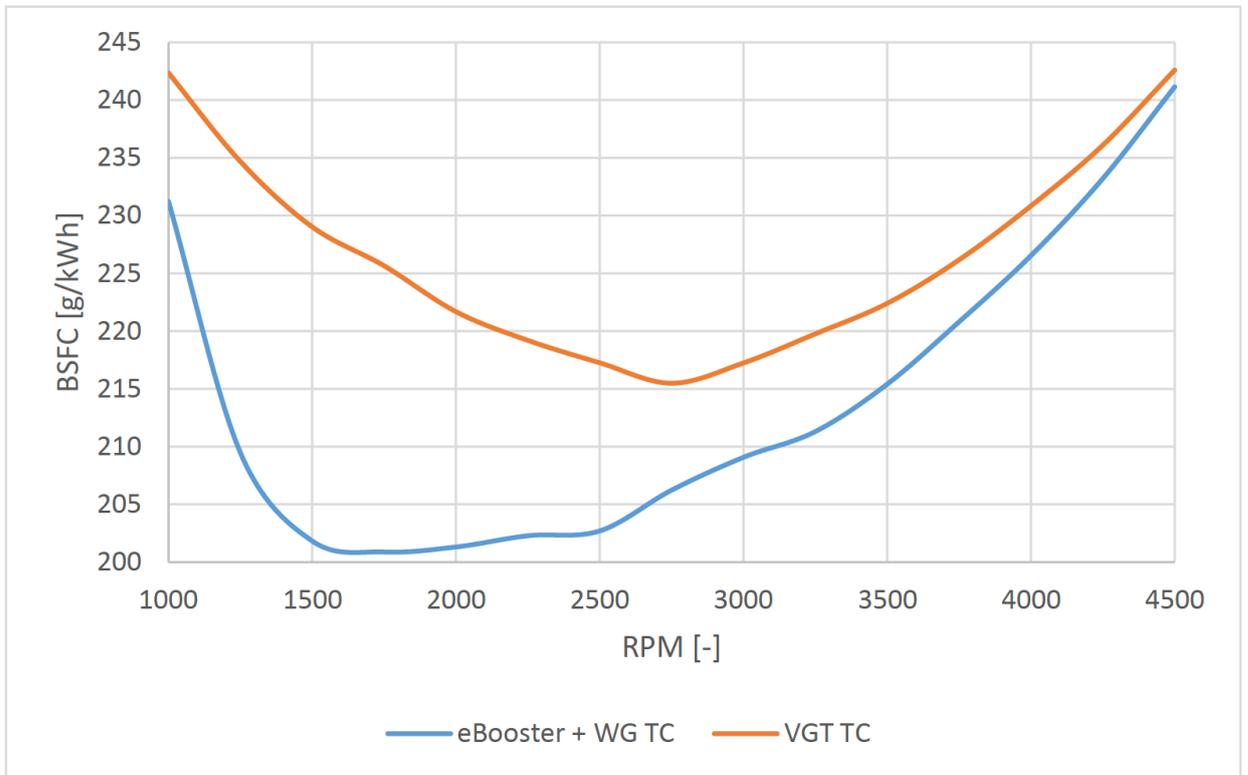


Рисунок 19 – Сравнение удельного эффективного расхода топлива (BSFC)

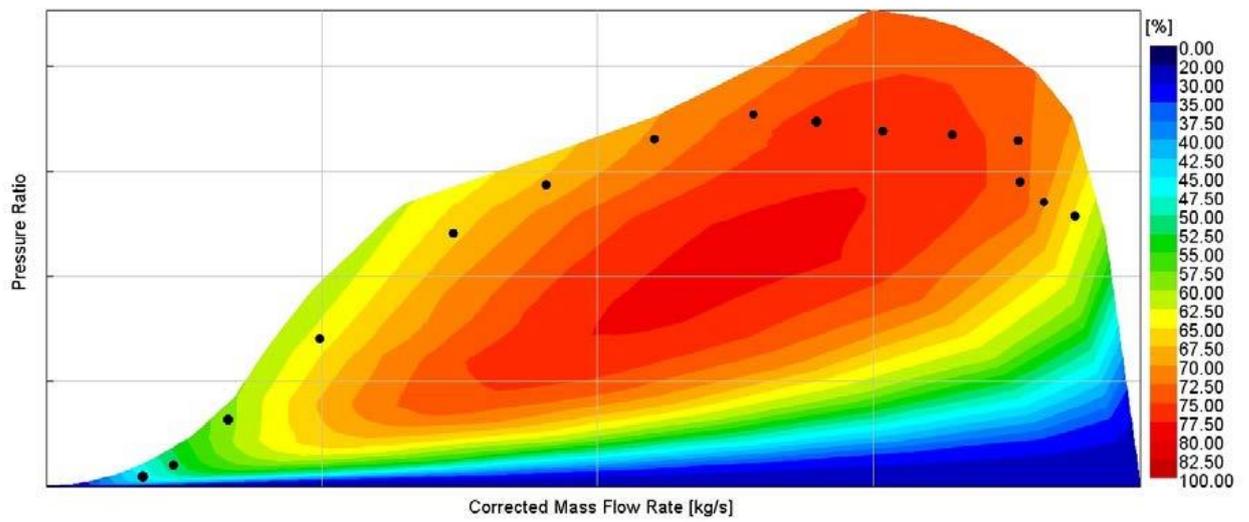
Таблица 5 – Значения BSFC для полной скоростной характеристики eBooster + турбокомпрессор

RPM	BSFC [г/кВт ч]								
	100%	90%	80%	70%	60%	50%	40%	30%	20%
4500	246,7	247,9	250,9	255,0	261,0	267,4	271,5	289,6	362,9
4250	239,2	239,6	241,9	245,1	250,2	257,2	262,0	273,5	317,2
4000	232,5	232,0	233,9	237,0	241,4	248,0	256,2	263,0	293,2
3750	226,9	225,6	227,3	229,8	233,7	239,5	247,8	253,6	274,5
3500	220,6	220,4	222,2	224,5	228,1	233,3	241,3	246,9	263,6
3250	215,8	216,4	218,2	220,5	223,9	228,8	236,5	242,7	256,9
3000	212,6	213,3	215,0	217,2	220,5	225,1	232,5	239,0	251,2
2750	210,5	211,5	213,0	215,3	218,4	222,9	229,8	236,4	247,9
2500	208,7	210,2	211,8	214,1	217,1	221,5	228,2	234,1	244,9
2250	207,7	209,3	210,6	212,0	214,3	220,6	227,3	232,7	242,3
2000	205,6	207,3	209,6	210,4	211,8	220,1	226,7	231,6	239,7
1750	204,0	205,8	208,2	211,1	213,7	220,4	226,9	231,5	238,9
1500	204,4	206,3	208,7	211,8	215,8	219,3	228,8	232,9	239,5
1250	211,2	213,8	217,1	221,3	226,8	233,6	236,3	238,0	254,9
1000	232,0	236,1	241,6	241,4	241,4	241,2	244,7	257,8	305,2

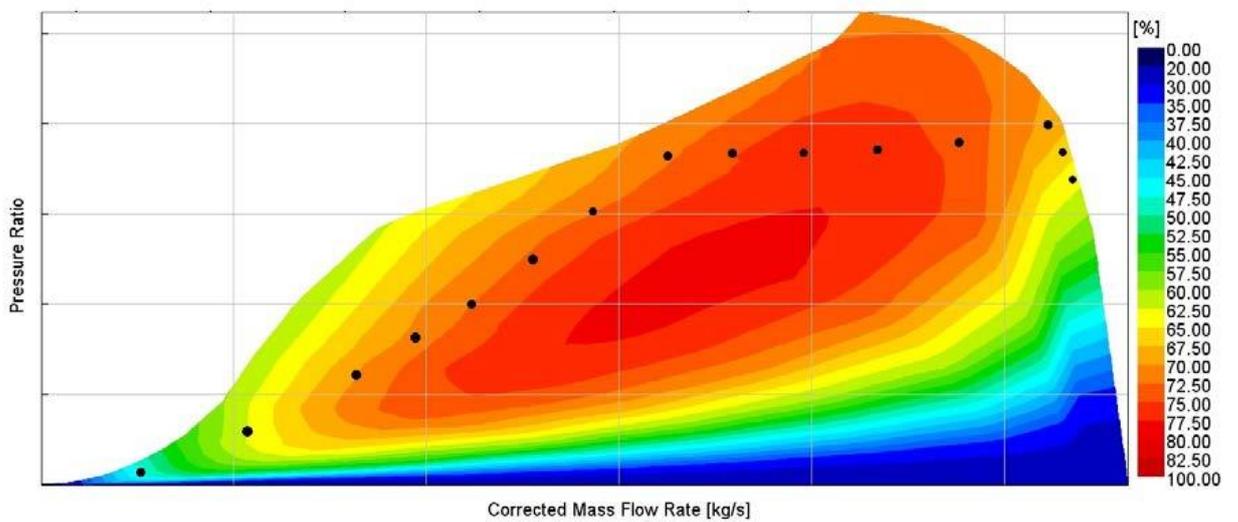
Таблица 6 – Значения BSFC для полной скоростной характеристики с турбокомпрессором

RPM	BSFC [г/кВт ч]								
	100%	90%	80%	70%	60%	50%	40%	30%	20%
4500	242,6	241,6	244,0	246,6	250,3	257,4	272,4	310,7	480,7
4250	236,1	236,1	238,7	242,6	245,3	250,7	262,5	292,2	413,0
4000	230,8	231,5	234,0	238,1	241,5	245,7	254,5	277,2	364,9
3750	226,2	227,3	229,7	233,2	238,7	241,7	247,7	263,9	325,4
3500	222,4	224,0	226,5	230,1	235,3	240,2	244,6	257,5	307,7
3250	219,8	220,8	223,1	226,6	231,7	239,3	242,4	252,0	292,4
3000	217,2	218,2	220,0	222,9	227,3	234,4	239,6	246,5	279,2
2750	215,5	216,2	217,8	220,5	224,2	230,3	237,7	242,1	268,5
2500	217,3	217,8	218,1	219,6	223,1	228,9	235,9	239,7	264,8
2250	219,2	219,7	220,5	221,4	223,7	230,0	234,1	239,0	266,5
2000	221,7	222,2	222,4	222,8	224,7	231,2	232,5	237,8	266,0
1750	225,7	225,7	226,2	227,8	233,3	232,5	235,4	248,2	297,7
1500	229,0	229,5	232,2	233,0	233,3	236,5	245,7	270,8	364,8
1250	234,7	235,7	235,5	235,9	238,2	244,3	258,2	293,3	431,5
1000	242,4	242,8	242,4	243,4	246,6	253,7	269,2	306,0	454,4

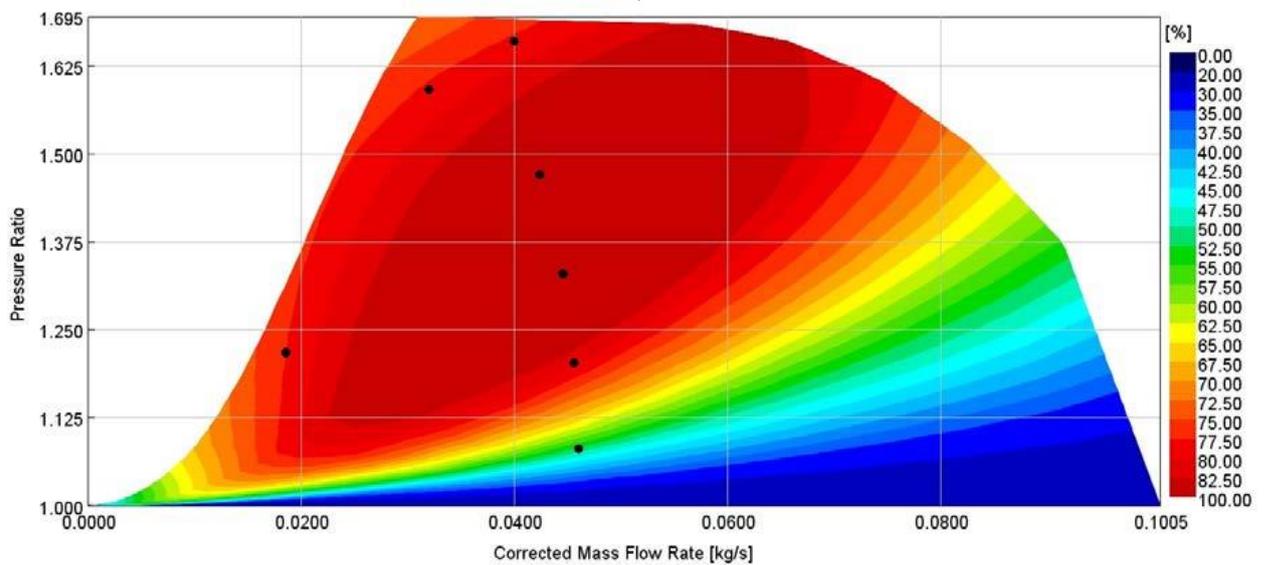
Еще одним преимуществом eBoosting является удаление рабочих точек от линии помпажа. Это показано на рисунке 20.



a)



б)



в)

Рисунок 20 – Карты эффективности компрессора при моделировании внешней скоростной характеристики. а) карта ТС без eBooster, б) карта ТС с eBooster, в) карта eBooster

В случае внешней скоростной характеристики для обычного турбокомпрессора карта КПД показывает, что он работает как можно ближе к запасу по помпажу, хотя этого недостаточно для обеспечения хорошей управляемости из-за низкого крутящего момента на низкой скорости. С другой стороны, eBooster поддерживает рабочие точки на безопасном расстоянии от помпажной магистрали, обеспечивая при этом высокое давление и, как следствие, высокий крутящий момент на низких оборотах и отличную управляемость.

Для обоих вариантов была проведена оптимизация для определения оптимальных моментов зачки. Момент впрыска оказывает существенное влияние на КПД двигателя и, следовательно, на BSFC. Чем выше опережение впрыска, тем ниже BSFC. С другой стороны, из-за того, что пик сгорания смещается ближе к ВМТ, также быстро увеличивается давление и температура в камере сгорания. По этим причинам необходимо найти баланс и оптимальное решение. Результаты парето-оптимизации привели к как-то ожидаемым значениям – при малых оборотах впрыск запаздывает на 2° после ВМТ, но с ростом оборотов опережение впрыска вырастает до 8° до ВМТ. Кроме того, для варианта eBooster было выполнено моделирование полной скорости. Результаты представлены на рисунках 21, 22 и 23 ниже.

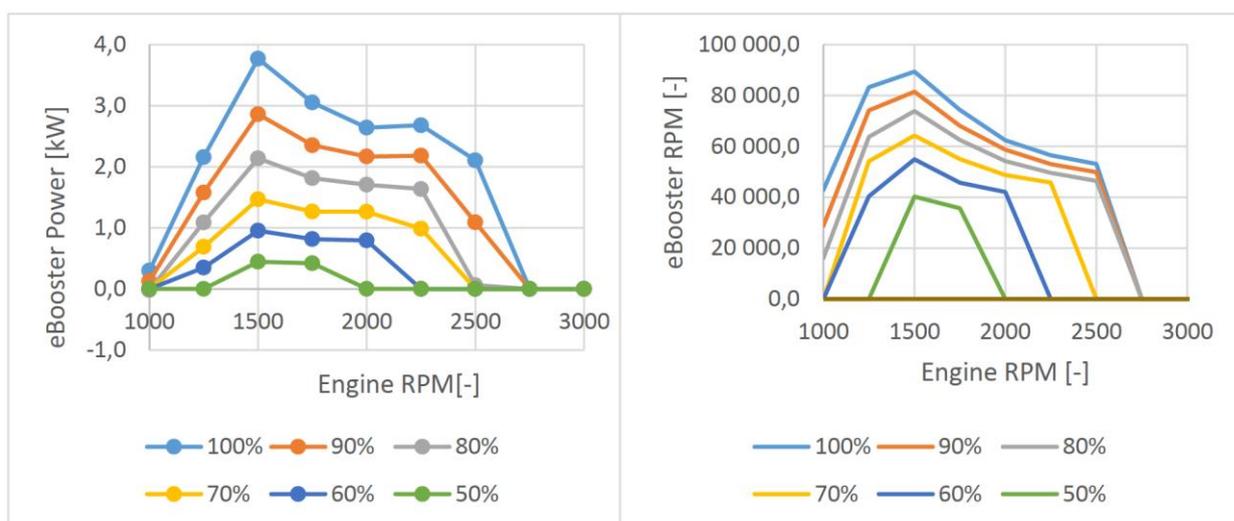


Рисунок 21 – Скорость и мощность eBooster при различной нагрузке двигателя в установившемся режиме.

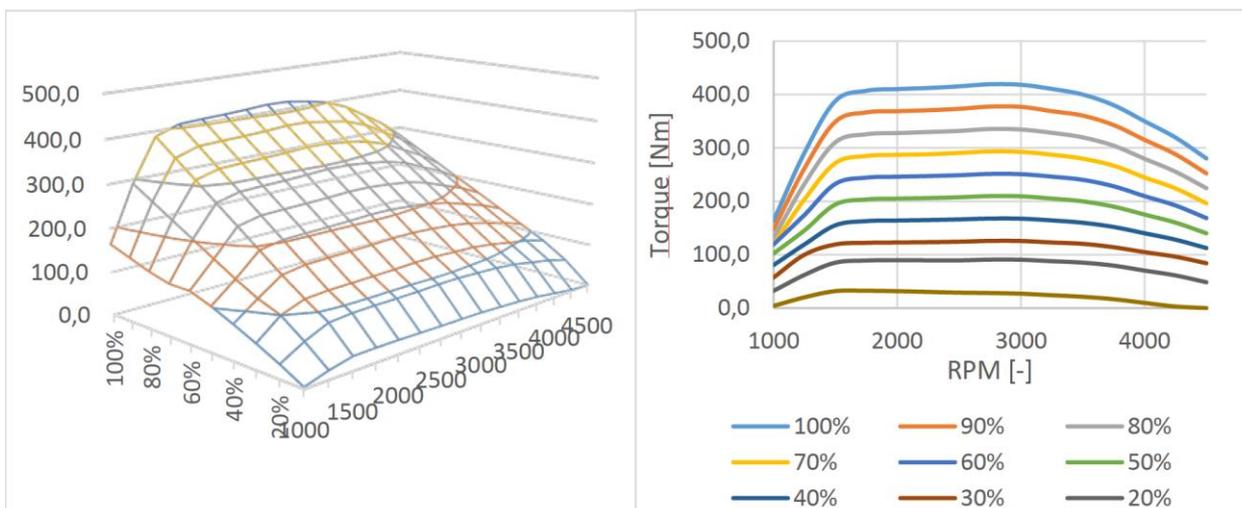


Рисунок 22 – Полная скоростная характеристика eBooster +WG TC.

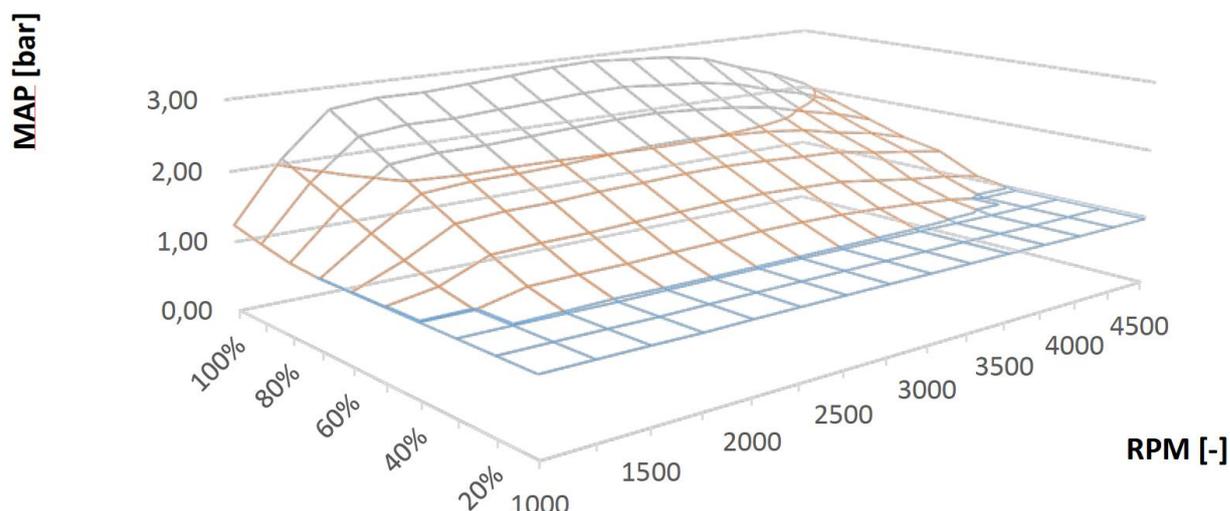


Рисунок 23 – Карта давления для разных оборотов двигателя и нагрузки.

Выводы по второму разделу

Моделирование показало значительное улучшение эффективных показателей работы двигателя. Моделирование также показало, что eBoosting обладает большим потенциалом для максимизации выходной мощности, например, для приложений, ориентированных на автоспорт. Тем не менее, разработанная система показывает, что у нее есть потенциал. Электросистемы мощностью 11 кВт и аккумуляторной батареи на 13 Ач кажется достаточно для любого стиля вождения и дорожной ситуации.

3 Кинематический и динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

3.1 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

Кинематический расчет для центрального кривошипно-шатунного механизма проектируемого двигателя (радиус кривошипа 39,5 мм, а длина шатуна 147,5 мм) проводился по известным методикам приведенным в [1,2], при частоте вращения коленчатого вала 4500 мин^{-1} .

Результаты расчета перемещения, скорости и ускорения поршня приведены на рисунках 24, 25 и 26.

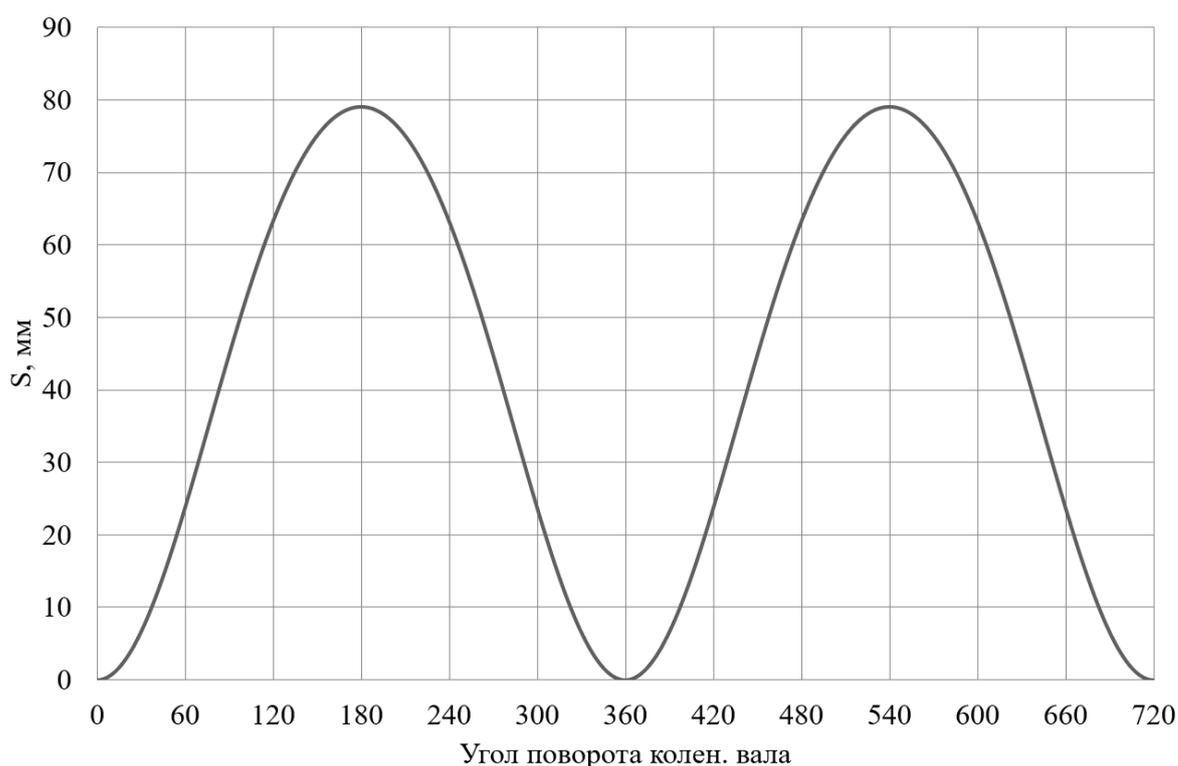


Рисунок 24 – Диаграмма изменения хода поршня

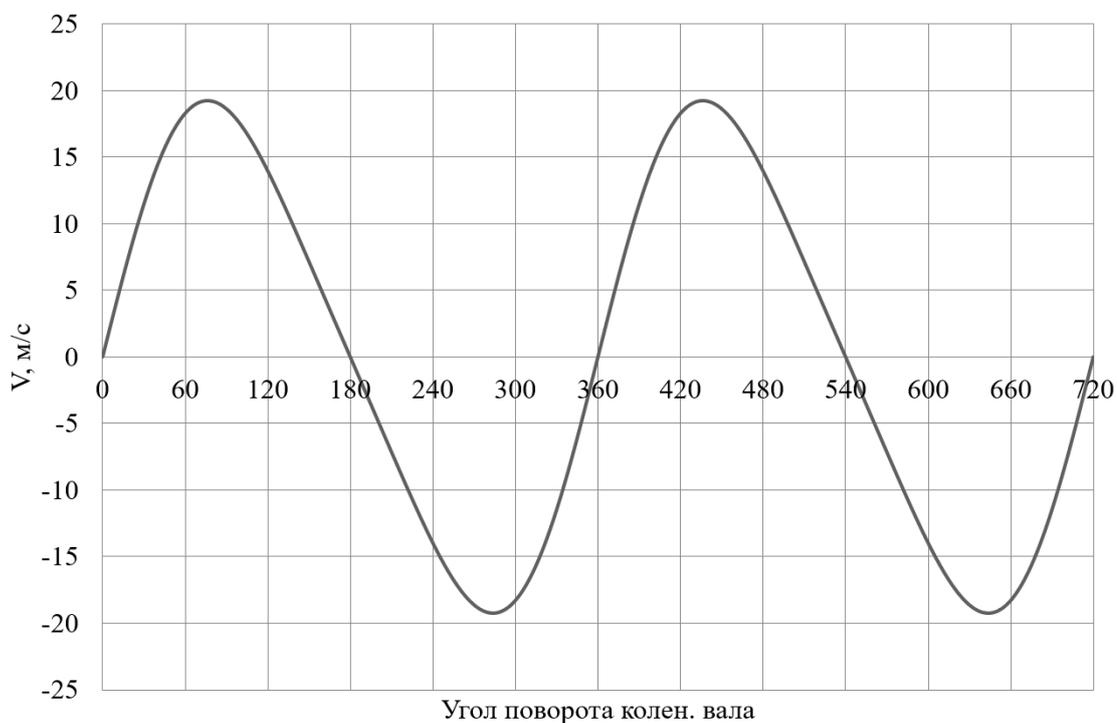


Рисунок 25 – Диаграмма изменения скорости поршня

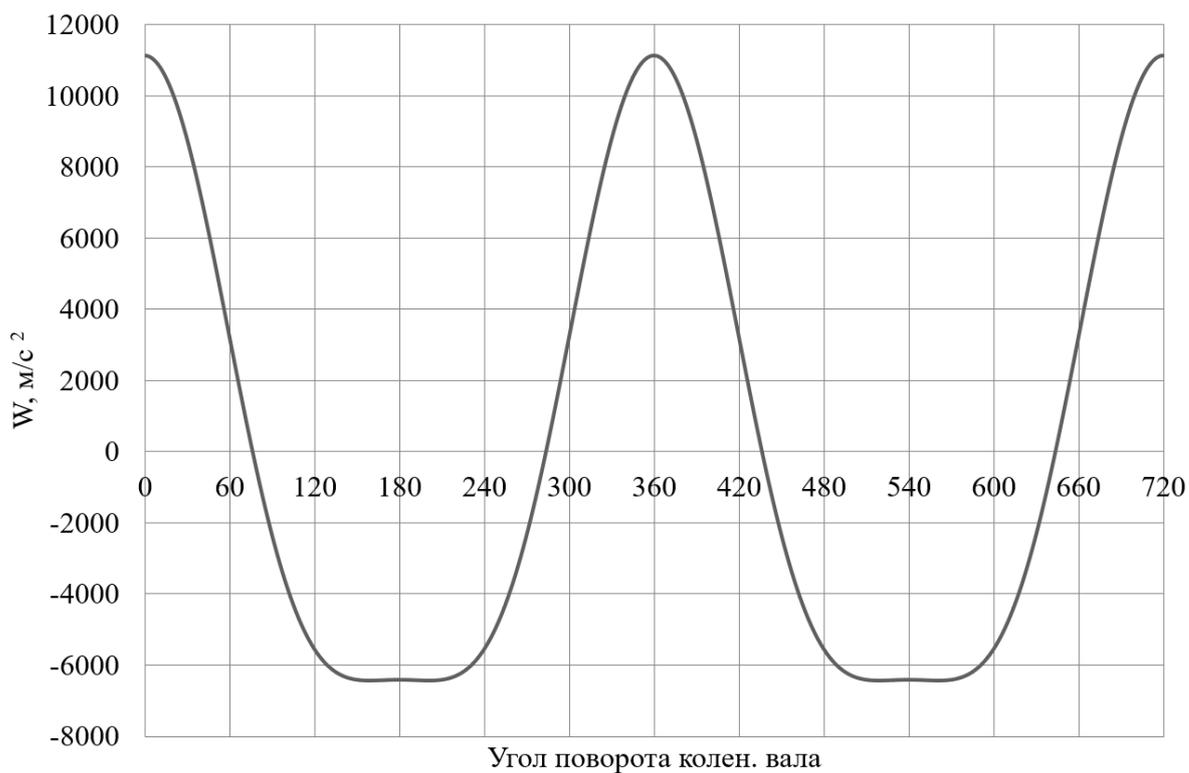


Рисунок 26 – Диаграмма изменения ускорения поршня

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

3.2 Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма двигателя

3.2.1 Расчет основных сил и моментов действующих в КШМ

Динамический расчет кривошипно-шатунного механизма проектируемого двигателя проводился по известным методикам приведенным в [1,2], при частоте вращения коленчатого вала 4500 мин^{-1} , для условий работы в базовом варианте двигателя и при модернизации за счет применения электронного системы подачи надувочного воздуха, соответственно.

Результаты приведение масс кривошипно-шатунного механизма по двух массовой схеме показаны в таблице 7.

Таблица 7 – Приведение масс кривошипно-шатунного механизма

Параметр	Величина
Площадь поршня, м^2	0,006362
Удельная масса поршня, $\text{кг}/\text{м}^2$	100
Масса поршневой группы, кг	0,63617
Удельная масса шатуна, $\text{кг}/\text{м}^2$	150
Масса шатуна, кг	0,95426
Масса шатуна, на оси поршневого пальца, кг	0,262
Масса шатуна, на оси кривошипа, кг	0,692
Удельная масса одного колена вала, $\text{кг}/\text{м}^2$	140
Масса неуравновешенных частей одного колена вала, кг	0,8906
Массы, совершающие возвратно-поступательное движение	0,899
Массы, совершающие вращательное движение	1,58248
Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна, Н	-6068,53
Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа, Н	-7812,4
Центробежная сила инерции вращающихся масс, Н	-13881

Результаты расчета приведены в виде графиков и таблиц. На рисунке 27 приведены силы инерции возвратно-поступательного движения. В таблице 8 приведены суммарные силы, действующие на поршневой палец двигателя и крутящий момент.

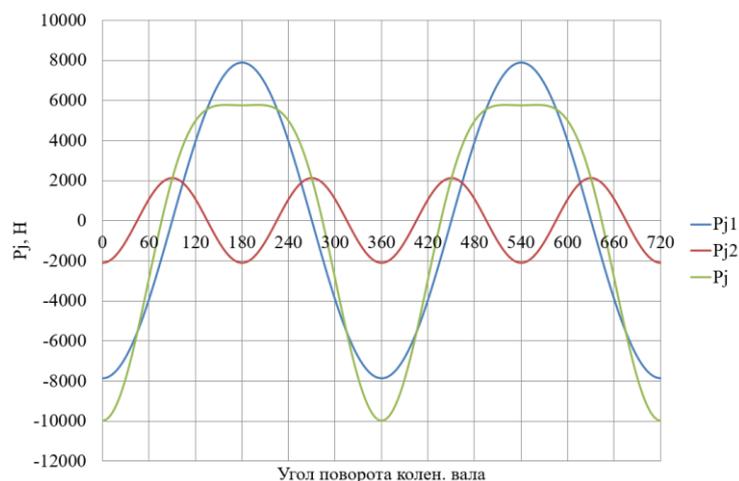


Рисунок 24 – Силы инерции возвратно-поступательного движения поршня и шатуна

Таблица 8 – Суммарные силы, действующие на поршневой палец модернизированного двигателя и крутящий момент

$\varphi_{кв}$	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Мкр.ц1	$\varphi_{кв}$	N, Н	K, Н	Z, Н	T, Н	Мкр.ц1
0	0	-10032	-10032	0	0	370	972,6	20915,5	20407	4586	181
10	-455,5	-9795,5	-9557	-2148	-85	380	2219	24227,3	21912	10337	408
20	-833,6	-9101	-8231	-3883	-153	390	2921	21818	17264	13341	527
30	-1070	-7992,5	-6324	-4887	-193	400	2756	16009	10309	12248	484
40	-1126	-6541,3	-4212	-5004	-198	410	2280	11116,2	5246,5	9800	387
50	-993,3	-4842	-2285	-4269	-169	420	2021	8714	2488	8351	330
60	-697,3	-3006,7	-858,5	-2882	-114	430	1982	7874,21	744,45	7839	310
70	-290,7	-1155,1	-109,2	-1150	-45	440	2060	7809,97	-720,2	7777	307
80	157,4	596,883	-55,05	594,3	23,5	450	2168	8097,09	-2168	7801	308
90	575,8	2150,3	-575,8	2072	81,8	460	2235	8474,5	-3620	7662	303
100	905,8	3434,78	-1467	3106	123	470	2213	8792,48	-4990	7240	286
110	1111	4415,88	-2506	3636	144	480	2083	8981,97	-6173	6525	258
120	1182	5096,37	-3502	3702	146	490	1853	9031,93	-7101	5581	220
130	1131	5511,24	-4333	3405	135	500	1544	8969,63	-7761	4497	178
140	984,2	5717,82	-4947	2867	113	510	1100	8215,42	-7601	3118	123
150	774,4	5783,75	-5351	2195	86,7	520	560,4	6118,68	-5917	1557	61,5
160	528,9	5775,03	-5585	1470	58,1	530	277,2	5961,25	-5912	761	30,1
170	267,2	5746,04	-5699	733,6	29	540	6E-13	5883,63	-5884	2E-12	0
180	2E-13	5732,27	-5732	7E-13	0	550	-271,3	5833,87	-5786	-745	-29
190	-267,4	5750,19	-5703	-734	-29	560	-535,3	5843,98	-5652	-1487	-59
200	-530,5	5792,01	-5601	-1474	-58	570	-783,7	5853,03	-5415	-2221	-88
210	-779,7	5823,36	-5388	-2210	-87	580	-996,2	5787,52	-5008	-2901	-115
220	-997	5791,87	-5011	-2904	-115	590	-1145	5581,38	-4388	-3449	-136
230	-1156	5634,68	-4430	-3482	-138	600	-1198	5166,95	-3551	-3754	-148
240	-1227	5288,88	-3635	-3842	-152	610	-1129	4486,82	-2546	-3694	-146
250	-1184	4704,13	-2670	-3873	-153	620	-924,6	3505,96	-1498	-3170	-125
260	-1017	3856,09	-1647	-3486	-138	630	-594,9	2221,56	-594,9	-2140	-85
270	-738,7	2758,55	-738,7	-2658	-105	640	-176,2	668,059	-61,61	-665	-26
280	-388,4	1472,86	-135,8	-1467	-58	650	272,8	-1084,1	-102,5	1079	42,6
290	-28,89	114,82	10,855	-114	-4,5	660	680,9	-2936,1	-838,3	2814	111
300	263,7	-1136,8	-324,6	1090	43	670	978,9	-4771,9	-2252	4207	166
310	414,7	-2021,5	-954,1	1782	70,4	680	1114	-6471,6	-4167	4951	196
320	370,8	-2154	-1387	1648	65,1	690	1061	-7923,2	-6269	4845	191
330	129,5	-967,49	-765,6	591,6	23,4	700	827,3	-9032,1	-8169	3854	152
340	-202,2	2207,17	1996,2	-942	-37	710	452,6	-9733,1	-9496	2134	84,3
350	-349,9	7524,43	7341,3	-1650	-65	720	1E-12	-10032	-10032	5E-12	0
360	-9E-13	14247	14247	-0	-0	Мкр.ц.Суммарный Н*м					149,33

В таблице 9 приведены силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого вала модернизированного двигателя.

Таблица 9 – Силы, действующие на шатунную и коренные шейки коленчатого вала

$\varphi_{\text{кв}}$	Rш.ш., Н	Rк.ш1(5) , Н	Rк.ш2(4) , Н	Rк.ш3, Н	$\varphi_{\text{кв}}$	Rш.ш., Н	Rк.ш1(5) , Н	Rк.ш2(4) , Н	Rк.ш3, Н
0	16100,49	20757	19187	68166	370	15053,54	5025	19232	1E+05
10	15772,6	20145	17163	55894	380	18916,85	5077,9	21576	1E+05
20	14817,47	19074	14047	47736	390	17415,95	7752,1	22116	1E+05
30	13321,64	17693	9993	50846	400	12961,18	10315	20932	1E+05
40	11434,18	16267	7259	60873	410	9834,65	12250	19378	1E+05
50	9381,288	15159	7773	71697	420	9086,453	13642	18327	97445
60	7502,425	14729	9670	78539	430	9476,008	14790	17844	95878
70	6283,846	15139	11894	83552	440	10323	15660	17765	96753
80	6152,35	16231	14070	88276	450	11344,94	15911	17841	99966
90	6959,878	17646	15831	92347	460	12352,59	15072	17966	1E+05
100	8150,76	19020	16799	93694	470	13217,18	13009	18573	1E+05
110	9313,526	20090	16716	89564	480	13871,53	10370	20326	1E+05
120	10261,95	20731	15585	78779	490	14303,64	8836,8	23108	1E+05
130	10945,06	20836	13527	63407	500	14542,26	10066	25574	1E+05
140	11382,76	20476	10776	51394	510	14020,36	12232	25982	1E+05
150	11628,59	19764	8410	50252	520	12086,47	13571	24352	1E+05
160	11745,71	18862	8512	56082	530	12005,14	15163	22689	93578
170	11790,39	17960	10039	63293	540	11952,16	16129	21419	88042
180	11800,8	17237	11514	67638	550	11878,04	16781	20547	85471
190	11794,54	16813	12744	71684	560	11814,06	17354	20019	86289
200	11762,55	16715	13883	77162	570	11696,51	17891	19755	89413
210	11667,42	16863	14935	83617	580	11449,94	18350	19634	92010
220	11454,13	17121	15833	88603	590	11010,99	18666	19534	90476
230	11061,11	17349	16512	88786	600	10325,73	18794	19362	82852
240	10436,12	17449	16929	82393	610	9373,469	18729	19079	70296
250	9558,038	17384	17090	70707	620	8203,534	18522	18713	60251
260	8467,062	17181	17053	61266	630	6998,789	17985	18093	60362
270	7307,712	16927	16861	61304	640	6166,126	16876	17191	67742
280	6375,337	16741	16424	66850	650	6264,7	16913	17342	73680
290	6058,753	16728	16295	72416	660	7458,039	17299	17836	75507
300	6485,297	16918	16378	74009	670	9323,752	17984	18608	76097
310	7245,2	17217	16599	74636	680	11370,53	18870	19510	77417
320	7635,562	17375	16794	76768	690	13255,11	19767	20291	79431
330	6859,644	16977	16714	81255	700	14749,59	20475	20652	80192
340	4179,792	15508	16272	87778	710	15710,46	20834	20322	76882
350	2083,703	12688	16006	95237	720	16100,49	20757	19187	68166
360	8178,481	8787,2	16921	1E+05					

На рисунке 25 приведено сравнение суммарной силы, действующую на шатунную шейку в полярных координатах. А на рисунке 26 приведено

сравнение суммарных сил, действующих на 1-ю коренную шейку в полярных координатах.

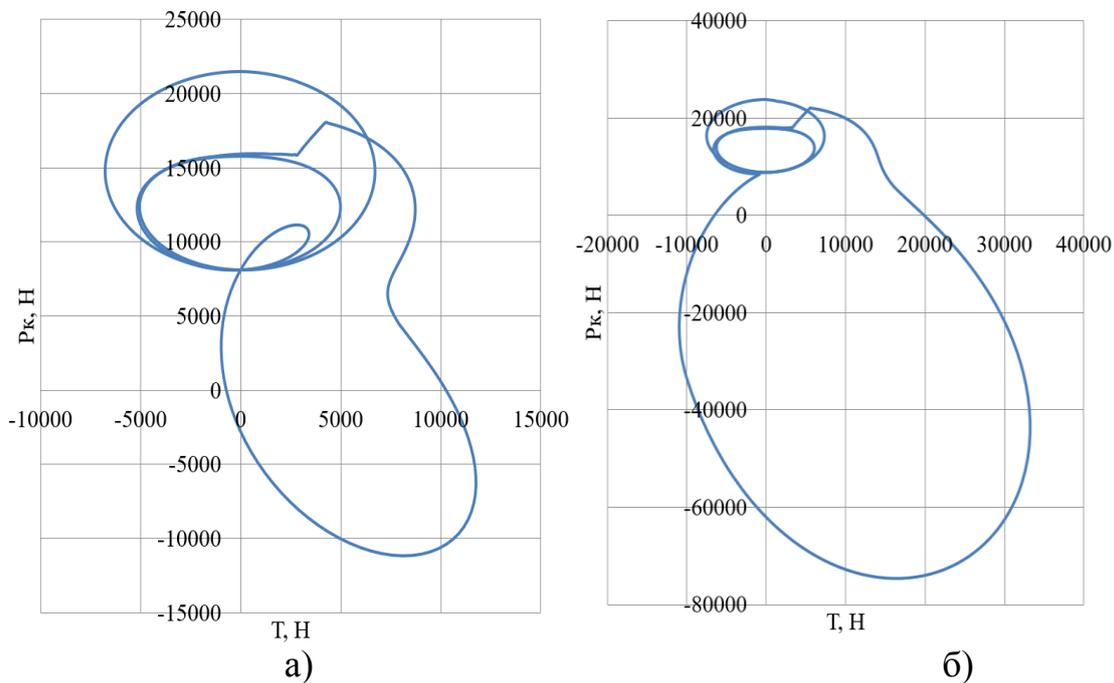


Рисунок 25 – Суммарная сила, действующая на шатунную шейку в полярных координатах: (а) базовый двигатель; (б) модернизированный двигатель

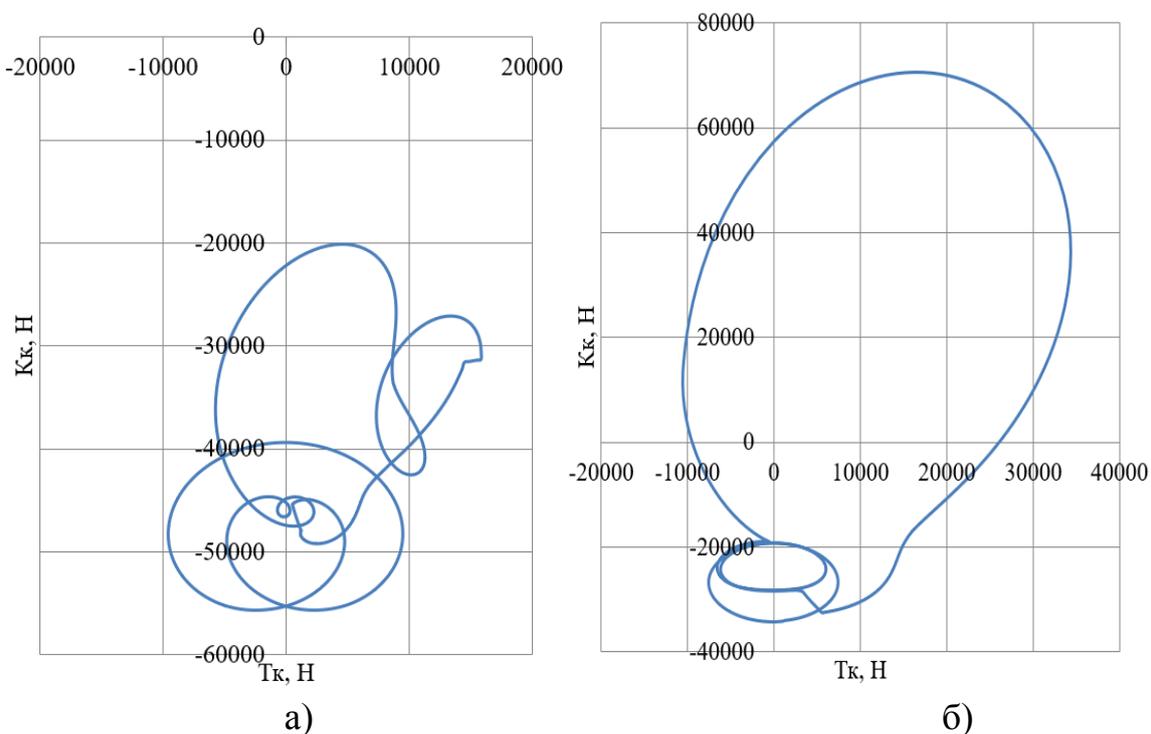


Рисунок 26 – Суммарные силы, действующие на 1-ю коренную шейку в полярных координатах: (а) базовый двигатель; (б) модернизированный двигатель

Выводы по 3-му разделу

Как мы видим применение наддува повышает нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма почти в 3 раза, что приводит к необходимости повышения прочностных свойств деталей КШМ, перечислим основные мероприятия, способствующие повышению работоспособности элементов подвергаемым повышенным нагрузкам вследствие применения наддува:

1. Необходимо осуществить масляное охлаждение поршня, как вариант осуществить подачу масла под давлением через канал в стержне шатуна.
2. Необходимо применять шатуны из высоколегированной стали.
3. Необходимо применять коленчатый вал из высоколегированной стали и, если требуется, рассмотреть вопросы увеличения размеров элементов коленчатого вала, с целью создания необходимого запаса прочности.

4 Анализ токсичности отработавших газов при использовании системы наддува eBooster

Анализ токсичности отработавших газов при использовании системы наддува eBooster проводился по модели, представленной на рисунке 27, выполненной с использованием ведущего на рынке программного обеспечения для моделирования двигателей WAVE Ricardo 17.1. Реализована прогнозирующая модель горения, использующая квазиразмерный процесс распространения пламени. Трехмерная модель формы камеры сгорания используется для расчета площади распространения пламени. Особое внимание при проверке модели уделялось давлению в цилиндре во время газообмена и сгорания для оценки производительности впускной и выпускной систем, а также прогнозирующей модели сгорания.

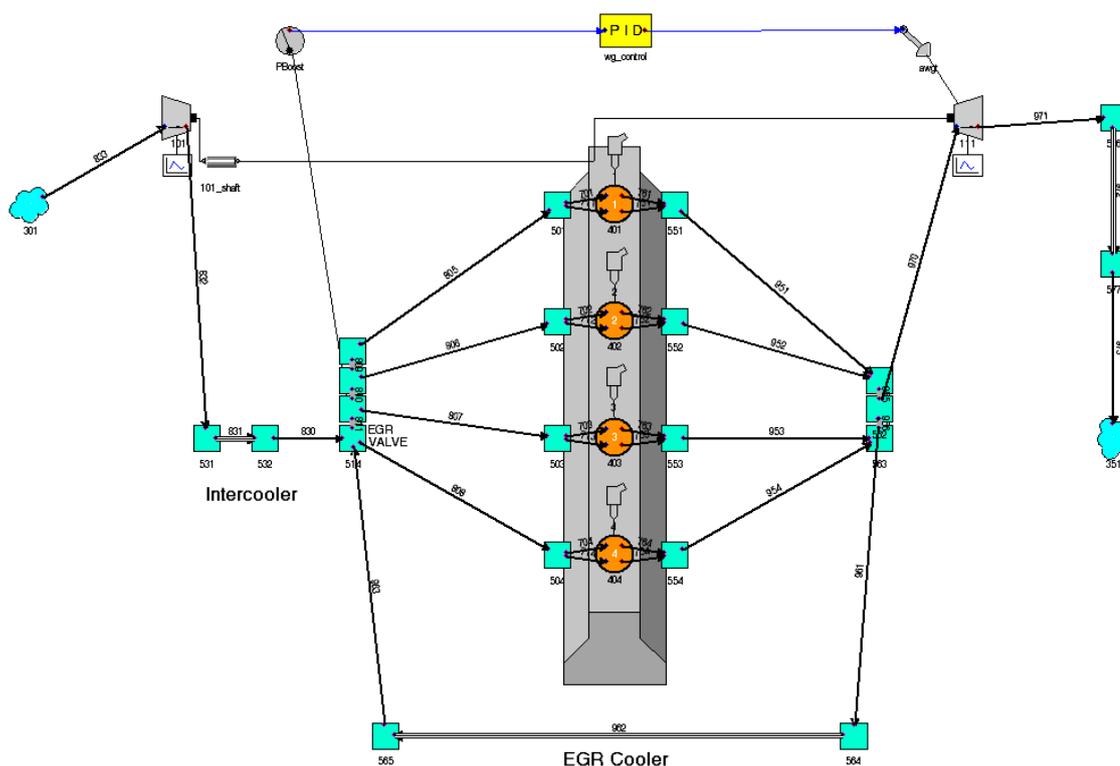


Рисунок 27 – Структура модели виртуального двигателя при использовании системы наддува eBooster

Также проведен расчет скоростных характеристики двигателя при использовании системы наддува eBooster, представленный в таблице 10.

Таблица 10 – Скоростные характеристики двигателя при использовании системы наддува eBooster

Скорость двигателя	rpm	4500	4000	3499	3000	2500	2000	1499	1000
Массовый расход воздуха	kg/hr	120.454	117.278	99.5435	82.8978	59.9107	42.1091	25.885	14.5112
Обратный поток (закрытие)	%	0.443393	1.55089	1.06855	1.80389	8.88887	1.85834	5.45555	6.78891
Обратный поток (перекрытие)	%	1.24628	1.18857	1.35209	1.8466	2.16714	2.31941	2.62774	2.99041
Начало горения	deg	-5.05367	-3.05903	-2.04011	-2.97639	-1.75836	-3.78299	-4.72513	-6.25688
Максимальная скорость повышения давления	bar/deg	8.51711	7.81688	7.10188	7.48489	8.40302	9.19193	11.0353	12.1645
Массовый расход топлива	kg/hr	5.30609	5.1734	4.42122	3.68952	2.71857	1.89712	1.16268	0.656781
GMEP	bar	15.1809	16.5563	16.0542	15.6123	14.1848	12.8929	8.99416	6.56022
Скорость теплопередачи	W	13187.7	12439.5	10791.7	9632.61	7612.77	6357.05	4755.43	3574.37
IMEP	bar	13.5919	15.218	15.0987	14.9382	13.8756	12.796	8.86453	6.48734
Перекрытие клапана	deg	20	20	20	20	20	20	20	20
Максимальное давление	bar	139.489	142.78	134.257	134.337	119.468	121.188	97.8786	89.2627
PMEP	bar	-1.58897	-1.33835	-0.955546	-0.674065	-0.309255	-0.0968359	-0.129628	-0.0728795
Объемный коэффициент наполнения	-	0.976729	0.95986	0.965112	0.983531	0.890201	0.911387	0.884274	0.855451
Объемный коэффициент наполнения (только воздух)	-	0.976728	0.959859	0.965112	0.983532	0.890198	0.911385	0.88427	0.855454
Остаточная газовая фракция	%	3.9081	3.91398	3.99888	4.37468	4.96027	5.18592	5.77478	6.48677
Продолжительность от 0% до 10% сжигания массы топлива	deg	2.8713	3.23683	3.21184	3.28807	2.55497	2.41296	1.48149	1.1805
Продолжительность между от 0% до 2% сжигания массы топлива	deg	0.971708	1.03227	1.00407	1.00027	0.843716	0.790302	0.558778	0.460292
Продолжительность между от 0% до 5% сжигания массы топлива	deg	1.68626	1.80975	1.77787	1.77833	1.46899	1.37707	0.949068	0.767842
Продолжительность от 0% до 90% сжигания массы топлива	deg	45.7903	44.4636	43.0608	41.3173	39.091	35.6669	32.7849	28.8836
Время сжигания 1% массы топлива	deg	-4.42829	-2.38222	-1.34892	-2.30667	-1.17531	-3.24989	-4.3336	-5.93935
Продолжительность сжигания от 10% до 90% массы топлива	deg	42.919	41.2267	39.849	38.0292	36.536	33.2539	31.3034	27.7031
Время сжигания 10% массы топлива	deg	-2.18237	0.177807	1.17173	0.311681	0.796607	-1.37003	-3.24364	-5.07638
Время сжигания 50% массы топлива	deg	14.7948	16.5073	16.9209	15.2971	15.1865	11.7519	8.61664	5.0775
Время сжигания 90% массы топлива	deg	40.7366	41.4045	41.0207	38.3409	37.3327	31.8839	28.0598	22.6268
Время сжигания 99% массы топлива	deg	66.377	66.0512	64.8288	61.0955	59.0292	51.6605	47.0538	39.6706
Время максимального давления	deg	5.49135	6.12323	6.40382	6.83622	6.86061	8.27551	6.73462	5.48848
Объемный КПД	-	1.53453	1.68082	1.63046	1.58412	1.43106	1.34113	0.98929	0.831895

На рисунке 28 представлено среднее индикаторное давление при использовании системы наддува eBooster.

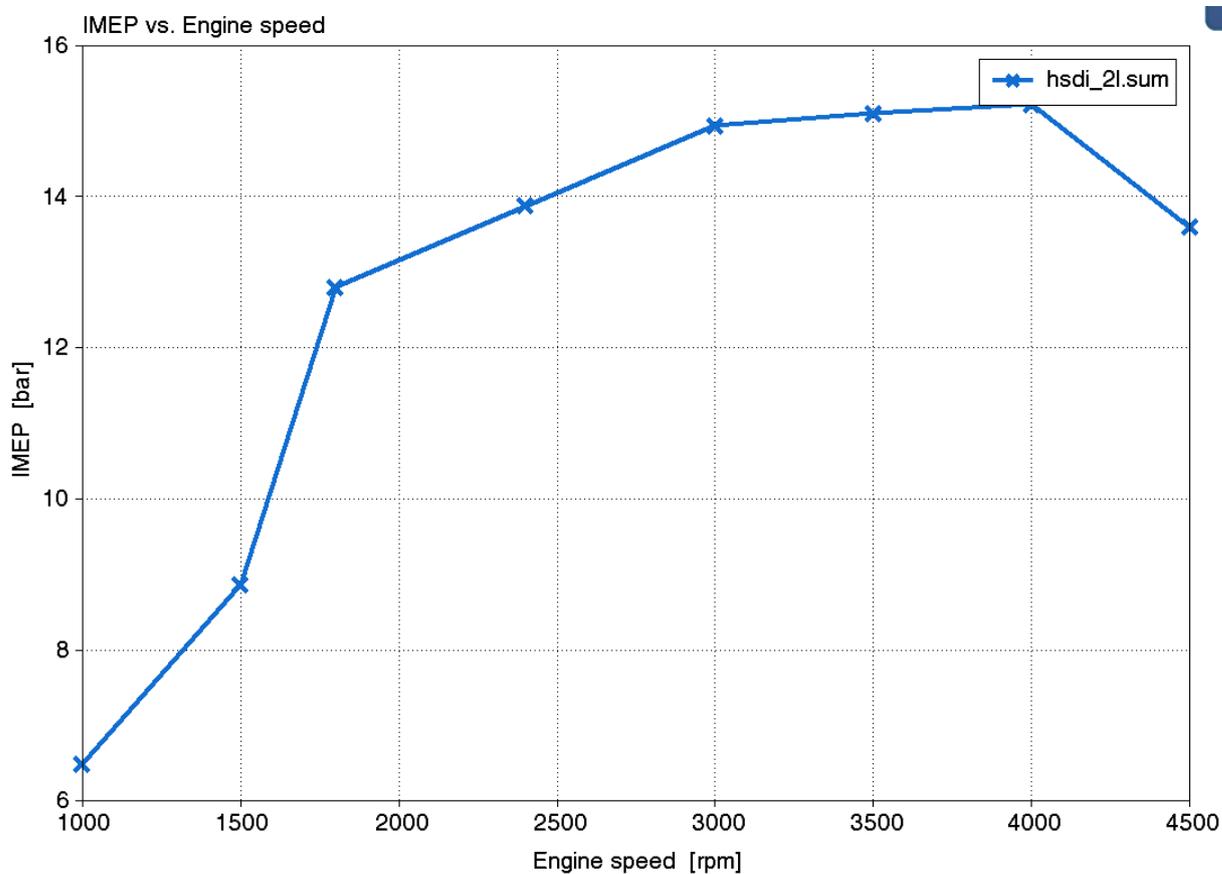


Рисунок 28 – Среднее индикаторное давление при использовании системы наддува eBooster

На рисунке 29 представлена зависимость удельных выбросов по CO в г/кВт ч от частоты вращения при использовании системы наддува eBooster.

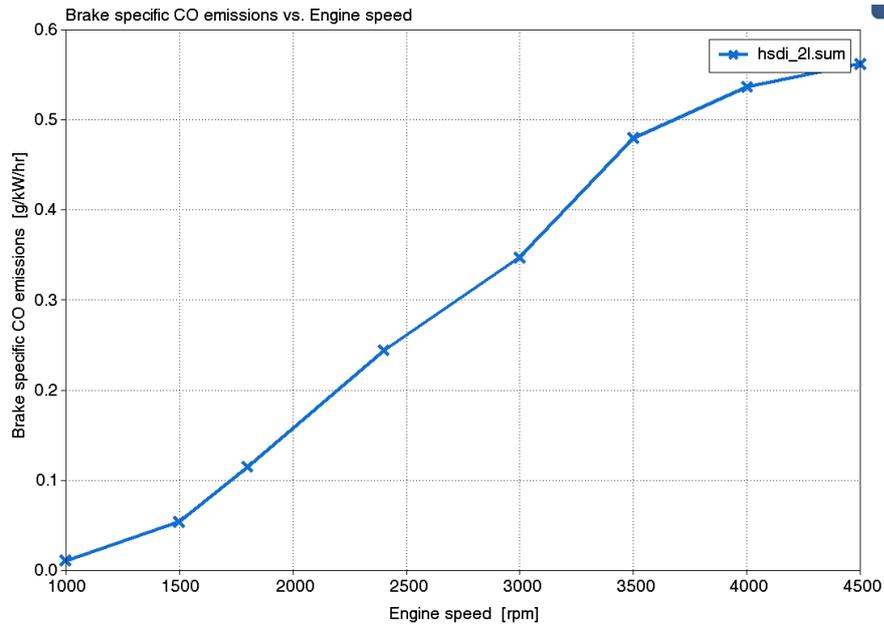


Рисунок 29 – Зависимость удельных выбросов по CO в г/кВт ч от частоты вращения при использовании системы наддува eBooster.

На рисунке 30 представлена зависимость удельных выбросов по NO₂ в г/кВт ч от частоты вращения при использовании системы наддува eBooster.

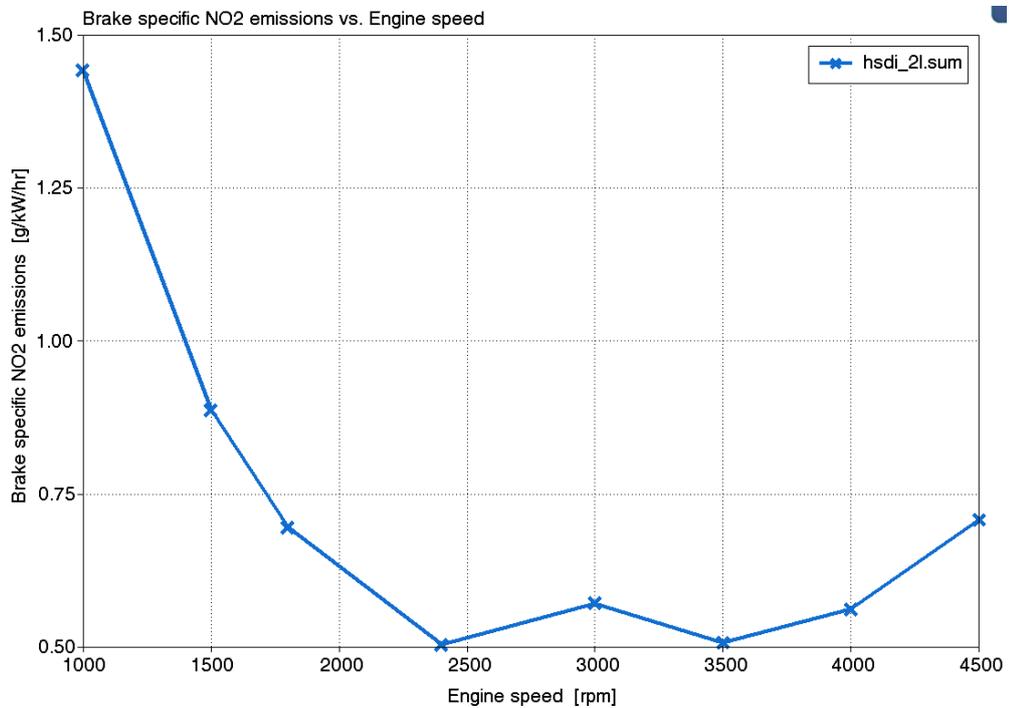


Рисунок 30 – Зависимость удельных выбросов по NO₂ в г/кВт ч от частоты вращения при использовании системы наддува eBooster.

На рисунке 31 представлена зависимость концентрации CO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при использовании системы наддува eBooster.

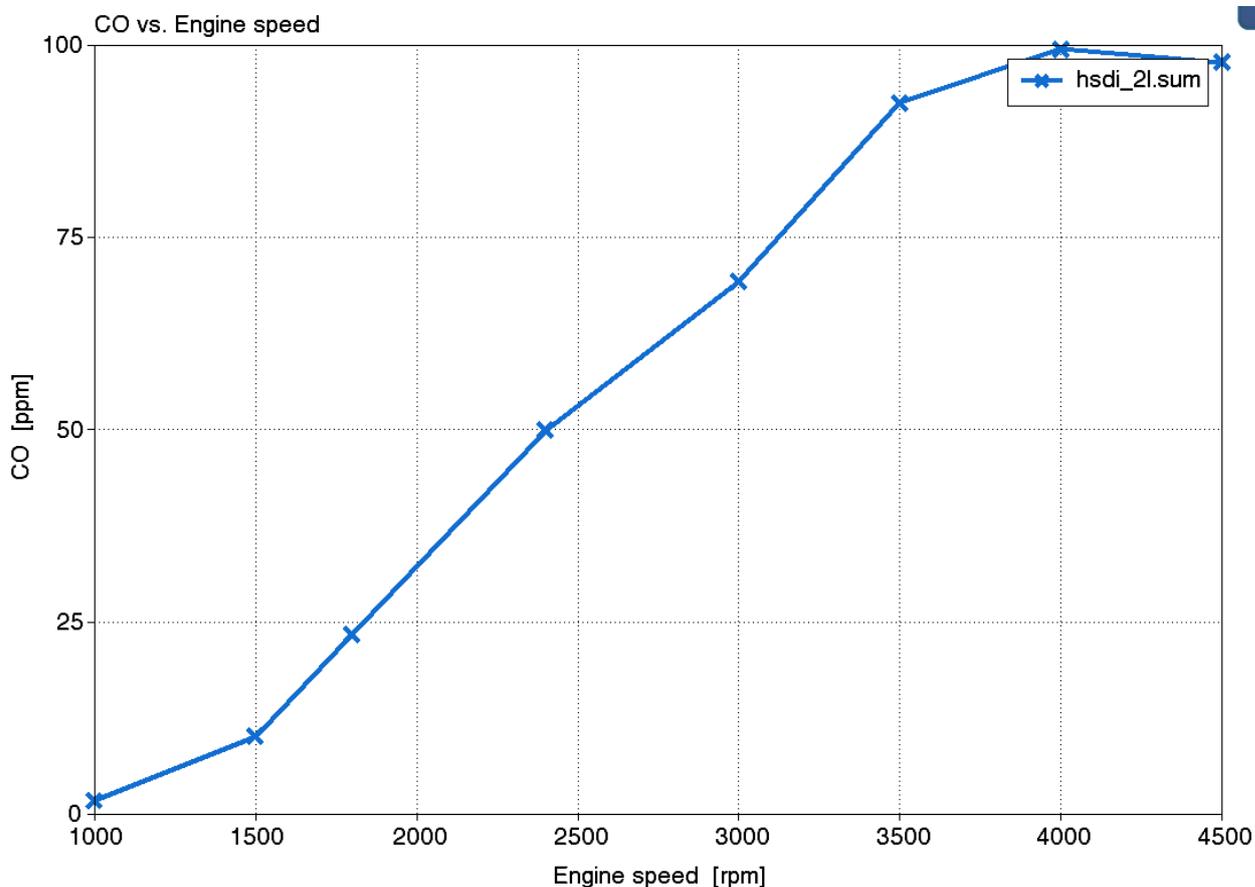


Рисунок 31 – Зависимость концентрации CO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при использовании системы наддува eBooster.

На рисунке 32 представлена зависимость концентрации CH в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при использовании системы наддува eBooster.

На рисунке 33 представлена зависимость концентрации NO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при использовании системы наддува eBooster.

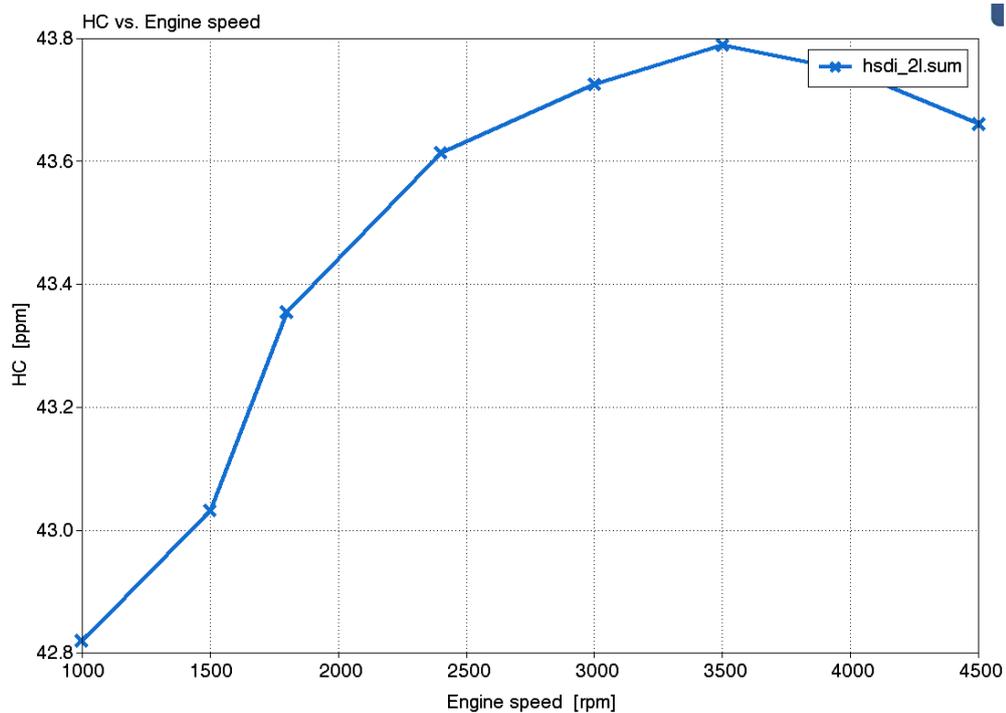


Рисунок 32 – Зависимость концентрации СН в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при использовании системы наддува eBooster.

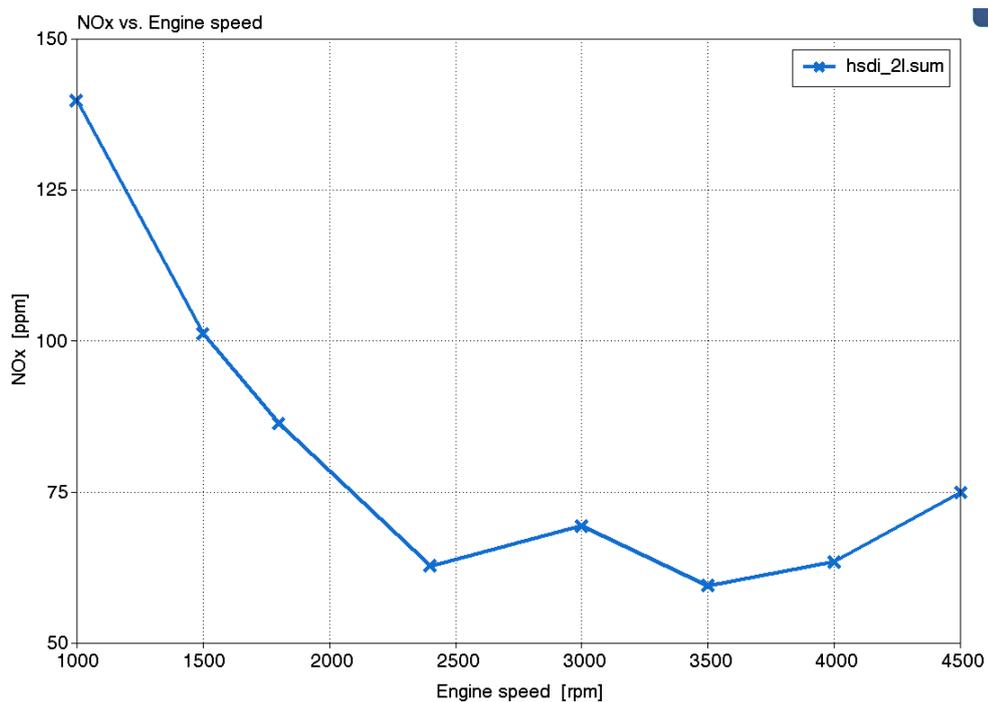


Рисунок 33 – Зависимость концентрации NO в мил⁻¹ (ppm) от частоты вращения при использовании системы наддува eBooster.

На рисунке 34 представлена эффективная мощность в кВт при использовании системы наддува eBooster.

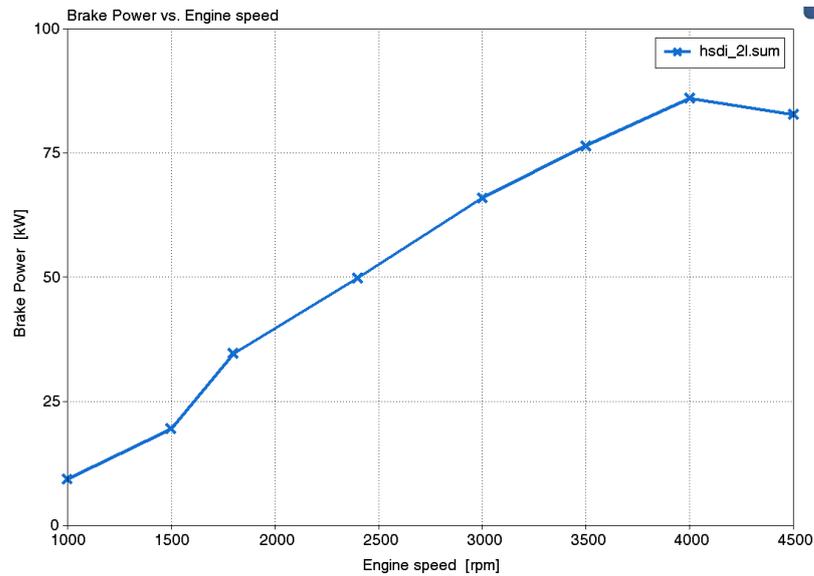


Рисунок 34 – Средняя эффективная мощность в кВт при использовании системы наддува eBooster

На рисунке 35 представлен средний эффективный крутящий момент двигателя в (Н м) при использовании системы наддува eBooster.

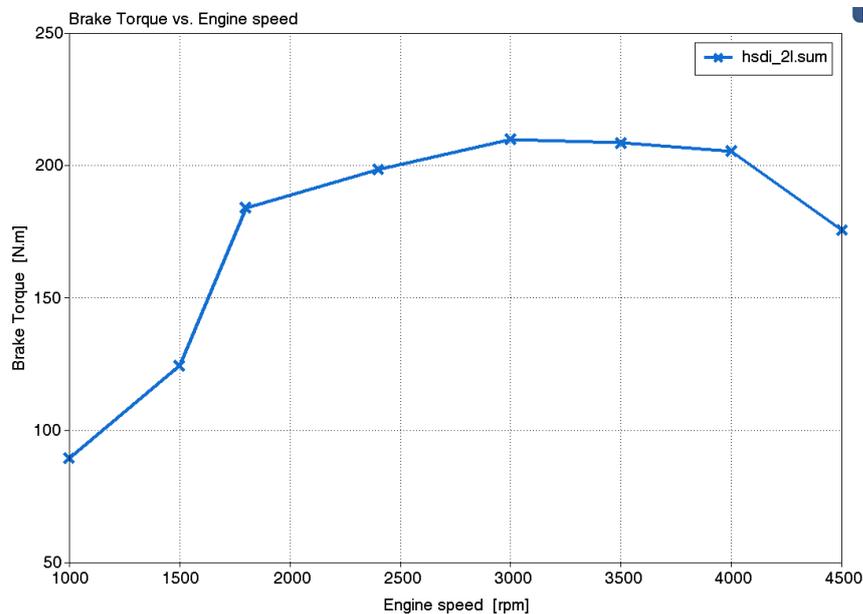
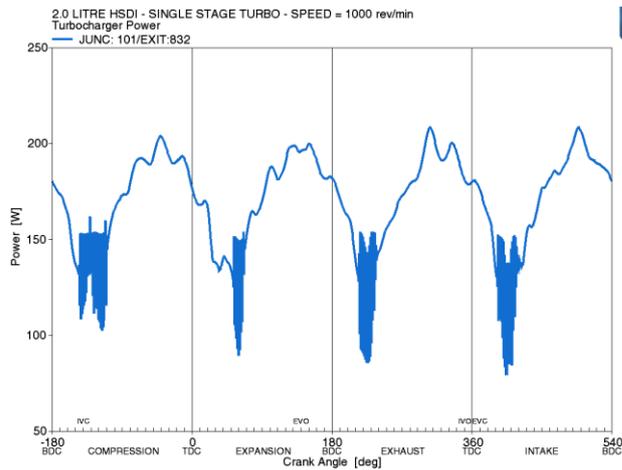
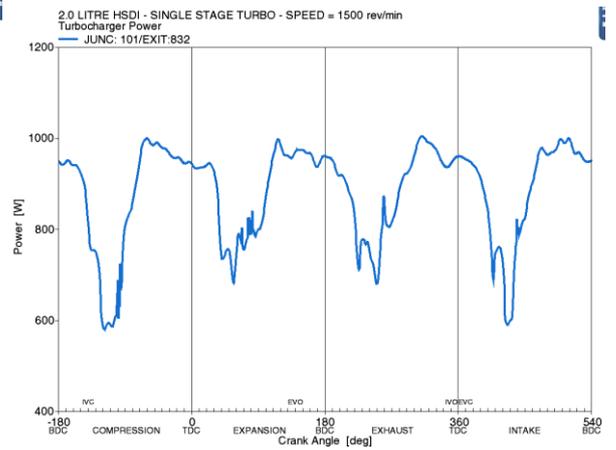


Рисунок 35 – Средний эффективный крутящий момент двигателя в (Н м при использовании системы наддува eBooster

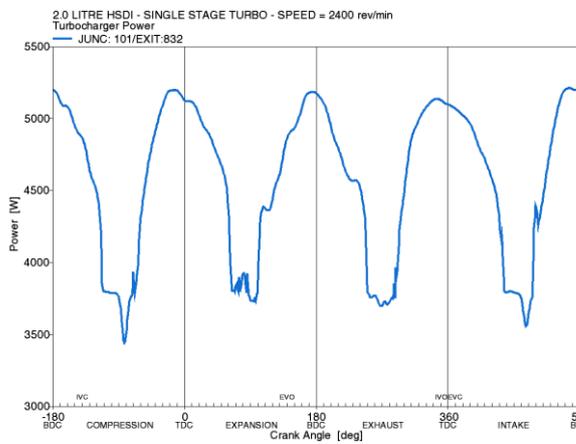
На рисунке 36 представлена мощность привода компрессора eBooster затрачиваемая электродвигателем, при 6 частотах вращения 1000, 1500, 2400, 3500, 4000 и 4500 об/мин соответственно.



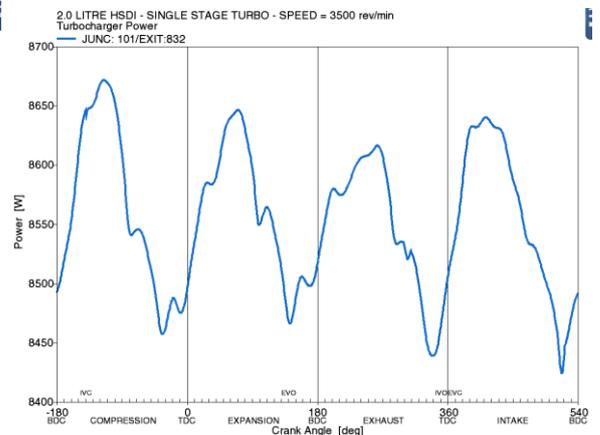
1000 об/мин



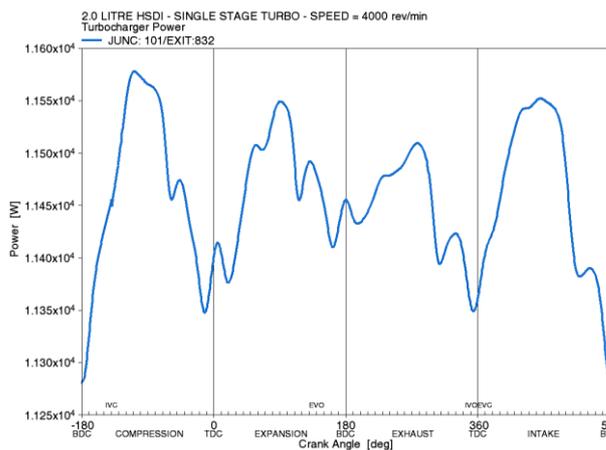
1500 об/мин



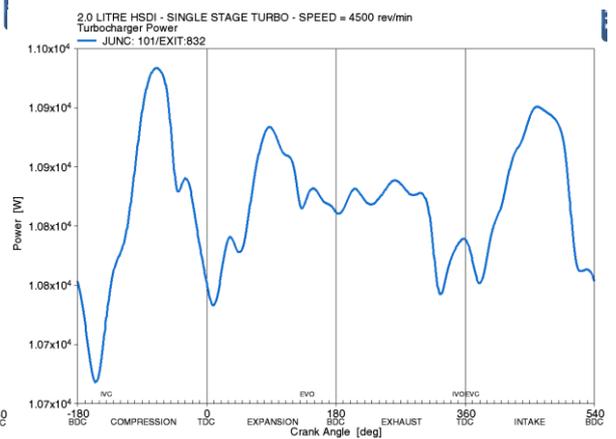
2400 об/мин



3500 об/мин



4000 об/мин



4500 об/мин

Рисунок 36 – Мощность привода компрессора eBooster затрачиваемая электродвигателем, при 6 частотах вращения

Выводы по 4-му разделу

В ходе стационарного моделирования концепция была оптимизирована для достижения наилучших характеристик и эффективности с учетом реальных ограничений, таких как температура и давление в камере сгорания, характеристики топливного насоса, управляемость, параметры электропроводки и т. д. На основе этих моделирования были разработаны карта производительности eBooster и модификации для существующего турбокомпрессора. В результате была получена полная скоростная характеристика двигателя.

В конце концов, наддув с электронным управлением кажется интересной технологией, которая может стать более распространенной в серийных автомобилях. Это не только улучшает управляемость автомобиля в случае сильно уменьшенных двигателей, что важно с учетом предстоящих норм выбросов Евро-7, но также перспективно для транспортных средств с целевыми характеристиками и приложений для автоспорта.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В бакалаврской работе проведен анализ влияния электронной системы наддува на рабочий процесс бензинового ДВС. Получены основные выводы по работе:

1. Создана 1D имитационную модель существующего двигателя с турбонаддувом, для которого смог найти почти всю необходимую информацию, чтобы сделать модель, максимально приближенную к реальности.;
2. В ходе стационарного моделирования концепция была оптимизирована для достижения наилучших характеристик и эффективности с учетом реальных ограничений, таких как температура и давление в камере сгорания, характеристики топливного насоса, управляемость, параметры электропроводки и т. д. На основе этих моделирования были разработаны карта производительности eBooster и модификации. для существующего турбокомпрессора. В результате была получена полная скоростная характеристика двигателя.
3. В конце концов, наддув с электронным управлением кажется интересной технологией, которая может стать более распространенной в серийных автомобилях. Это не только улучшает управляемость автомобиля в случае сильно уменьшенных двигателей, что важно с учетом предстоящих норм выбросов Евро-7, но также перспективно для транспортных средств с целевыми характеристиками и приложений для автоспорта.

Выводы по первому разделу

В первую очередь было проведено исследование, чтобы выяснить, как обстоят дела с e-Boosting, какие решения уже существуют и какие тенденции и основные направления актуальны на данный момент. Исследование показало, что только несколько серийных автомобилей оснащены электронными нагнетателями, а в автоспорте используются электронные

турбонаддувы. Однако это привело хотя бы к базовому представлению о осмысленной концепции eBooster.

Были рассмотрены различные конструкции систем электрического наддува. С помощью CFD-моделирования можно предсказать поведение этих систем в различных режимах движения и получить ответы на множество вопросов, которые до сих пор остаются без ответа, поскольку эти системы до сих пор не используются повсеместно, а исследований в этой области недостаточно.

Выводы по 2-му разделу бакалаврской работы

Моделирование показало значительное улучшение эффективных показателей работы двигателя. Моделирование также показало, что eBoosting обладает большим потенциалом для максимизации выходной мощности, например, для приложений, ориентированных на автоспорт. Тем не менее, разработанная система показывает, что у нее есть потенциал. Электросистемы мощностью 11 кВт и аккумуляторной батареи на 13 Ач кажется достаточно для любого стиля вождения и дорожной ситуации.

Выводы по 3-му разделу

Как мы видим применение наддува повышает нагрузки на детали кривошипно-шатунного механизма почти в 3 раза, что приводит к необходимости повышения прочностных свойств деталей КШМ, перечислим основные мероприятия, способствующие повышению работоспособности элементов подвергаемым повышенным нагрузкам вследствие применения наддува:

- Необходимо осуществить масляное охлаждение поршня, как вариант осуществить подачу масла под давлением через канал в стержне шатуна.
- Необходимо применять шатуны из высоколегированной стали.
- Необходимо применять коленчатый вал из высоколегированной стали и, если требуется, рассмотреть вопросы увеличения размеров

элементов коленчатого вала, с целью создания необходимого запаса прочности.

Выводы по 4-му разделу

В ходе стационарного моделирования концепция была оптимизирована для достижения наилучших характеристик и эффективности с учетом реальных ограничений, таких как температура и давление в камере сгорания, характеристики топливного насоса, управляемость, параметры электропроводки и т. д. На основе этих моделирования были разработаны карта производительности eBooster и модификации для существующего турбокомпрессора. В результате была получена полная скоростная характеристика двигателя.

В конце концов, наддув с электронным управлением кажется интересной технологией, которая может стать более распространенной в серийных автомобилях. Это не только улучшает управляемость автомобиля в случае сильно уменьшенных двигателей, что важно с учетом предстоящих норм выбросов Евро-7, но также перспективно для транспортных средств с целевыми характеристиками и приложений для автоспорта.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 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.
- 2 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.
- 3 Петров, А. И. Техническая термодинамика и теплопередача : учебник / А. И. Петров. - Изд. 2-е, стер. - Санкт-Петербург : Лань, 2023. - 428 с.
- 4 Баширов, Р. М. Автотракторные двигатели : конструкция, основы теории и расчета : учебник / Р. М. Баширов. - Изд. 4-е, стер. - Санкт-Петербург : Лань, 2022. - 336 с.
- 5 Вальехо М. П. Расчет кинематики и динамики рядных поршневых двигателей : учебное пособие / М. П. Вальехо, Н. Д. Чайнов. - Москва : ИНФРА-М, 2022. - 259 с.
- 6 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.
- 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 Гоц А. Н. Динамика двигателей : курсовое проектирование : учеб. пособие / А. Н. Гоц. - 3-е изд., испр. и доп. - Москва : ИНФРА-М, 2020. - 175 с.
- 10 Вибе, И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя [Текст] / И.И. Вибе// М. Машиностроение, 1971. - с.282

- 11 Aeristech, 2016. Full electric Turbocharger [Online]. Available from: <http://www.aeristech.co.uk/full-electric-turbocharger-technology/> [Accessed 10/10 2019].
- 12 Amann, M., Alger, T. & Mehta, D., 2011. The effect of EGR on low-speed pre-ignition in boosted SI engines. *SAE International Journal of Engines*, 4(1), pp. 235-245.
- 13 Arnold, S., 2009. Single sequential turbocharger: a new boosting concept for ultra-low emission diesel engines. *SAE International Journal of Engines*, 1(1), pp. 232-239.
- 14 Arsie, I., Cricchio, A., Pianese, C., De Cesare, M. & Nesci, W., 2014. A comprehensive powertrain model to evaluate the benefits of electric turbo compound (ETC) in reducing CO2 emissions from small diesel passenger cars. (0148-7191). SAE Technical Paper.
- 15 Assanis, D., Ekchian, J., Frank, R. & Heywood, J., 1985. A computer simulation of the turbocharged turbo compounded diesel engine system: A description of the thermodynamic and heat transfer models.
- 16 Attard, W., 2007. Small engine performance limits-turbocharging, combustion or design. SAE Technical Paper Series.
- 17 Atzler, F., Wegerer, M., Mehne, F., Rohrer, S., Rathgeber, C. & Fischer, S., 2015. Fuel Consumption and Emissions Effects in Passenger Car Diesel Engines through the Use of a Belt Starter Generator. (0148-7191). SAE Technical Paper.
- 18 Avola, C., Copeland, C., Burke, R. & Brace, C., Numerical investigation of two-stage turbocharging systems performance. In: *ASME 2016 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*, 2016. American Society of Mechanical Engineers Digital Collection.
- 19 Avola, C., Copeland, C., Duda, T., Burke, R., Akehurst, S. & Brace, C., 2015. Review of Turbocharger Mapping and 1D Modelling Inaccuracies with Specific Focus on Two-Stage Systems. (0148-7191). SAE Technical Paper.

- 20 Baar, R., Biet, C., Boxberger, V., Mai, H. & Zimmermann, R., 2014. New evaluation of turbocharger components based on turbine outlet temperature measurements in adiabatic conditions. ISROMAC-15, Honolulu, HI, Feb, pp. 24-28.
- 21 Backlund, O., Keen, P., Rydquist, J., Giselman, K. & Sundin, L., 1991. *Volvo's MEP and PCP Engines: Combining Environmental Benefit with High Performance*. (0148-7191). SAE Technical Paper.
- 22 Bahadori, A., 2014. Chapter 5 - Gas Compressors. Natural Gas Processing, 1st Edition. Gulf Professional Publishing. pp. 223-273.
- 23 Baines, N., Wygant, K.D. & Dris, A., 2010. The analysis of heat transfer in automotive turbochargers. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 132(4), p. 042301.
- 24 Baines, N.C., 2005. Fundamentals of turbocharging. Concepts NREC White River Junction, Vermont.
- 25 Balis, C., Middlemass, C. & Shahed, S., 2003. Design & development of e-turbo for SUV and light truck applications. (No. CONF-200308-109). Garrett Engine Boosting Systems (US).
- 26 Bell, C., Zimmerle, D., Bradley, T., Olsen, D. & Young, P., 2016. Scalable turbocharger performance maps for dynamic state-based engine models. *International Journal of Engine Research*, 17(7), pp. 705-712.
- 27 Benson, R.S. & Svetnicka, F., 1974. Two-stage turbocharging of diesel engines: a matching procedure and an experimental investigation. *SAE Transactions*, pp. 2749-2766.
- 28 Bhinder, F., 1984. Supercharging compressors-problems and potential of the various alternatives. (0148-7191). SAE Technical Paper.
- 29 Bielaczyc, P., Woodburn, J. & Szczotka, A., 2016. Exhaust emissions of gaseous and solid pollutants measured over the NEDC, FTP-75 and WLTC chassis dynamometer driving cycles. (0148-7191). SAE Technical Paper.

- 30 Bohn, D., Heuer, T. & Kusterer, K., 2005. Conjugate flow and heat transfer investigation of a turbo charger. *J. Eng. Gas Turbines Power*, 127(3), pp. 663-669.
- 31 BorgWarner, 2017. Design and Function of a Turbocharger-Turbine\BorgWarner Turbo Systems. [Online]. Available from: <http://www.turbos.bwauto.com/products/turbochargerTurbine.aspx> [Accessed 15/10 2019].
- 32 BorgWarnerTurboSystems, 2018. BorgWarner Turbo Systems compressor maps [Online]. Available from: <https://www.quora.com/What-is-the-power-loss-for-diesel-engine-at-altitude> [Accessed 09/12 2019].
- 33 BOSCH, 2019. 48V battery-Compact energy storage for low-voltage hybrid system [Online]. Available from: <https://www.bosch-mobility-solutions.com/en/products-and-services/passenger-cars-and-light-commercial-vehicles/powertrain-systems/electric-drive/48v-battery/> [Accessed 10/23 2019].
- 34 Breitbach, H., Metz, D., Weiske, S. & Spinner, G., 2015. Application and Design of the Electrically Driven Compressor from BorgWarner. *MTZ worldwide*, 76(10), pp. 16-21.
- 35 Stephenson, Mark; MAHLE Powertrain , "Engine Downsizing - An Analysis Perspective," in *SIMULIA Customer Conference* , London, 2009. [3] C. Reulein, "Charging of Internal Combustion Engines," in *Combustion Engines Development*, 2012.
- 36 ACEA, "ACEA.BE," 2017. [Online]. Available: <https://www.acea.be/news/article/message-from-the-secretary-general-april-2017>. [Accessed 17 08 2020].
- 37 J. B. Heywood, *Internal combustion engine fundamentals*, New York: McGraw-Hill, Inc., 1988.
- 38 T. K. Colin R. Ferguson, *Internal Combustion Engines: Applied Thermosciences*, Chichester: John Wiley & Sons, Ltd, 2016.

- 39 N. Terdich, PhD Thesis - IMPACT OF ELECTRICALLY ASSISTED TURBOCHARGING ON THE TRANSIENT RESPONSE OF AN OFF-HIGHWAY DIESEL ENGINE, Imperial College London, 2015.
- 40 BorgWarner, "Application and Design of the eBooster," BorgWarner company paper, 2015.
- 41 G. Pasini, G. Lutzemberger, S. Frigo, S. Marelli, M. Ceraolo, R. Gentili and M. Capobianco, "Evaluation of an electric turbo compound system for SI engines: A," Applied Energy, 11 November 2015.
- 42 R. D. Burke, "A Numerical Study of the," ASME - Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, September 2016.
- 43 H. Dr. Breitbach, D. Metz, S. Dr. Weiske and G. Spinner, "Application and Design of the Electrically Driven Compressor from BorgWarner," MTZ, October 2015.
- 44 Audi AG, "Audi EPC," 2016. [Online]. Available: <https://www.audi-technology-portal.de/en/drivetrain/engine-efficiency-technologies/audi-sq7-tdi-v8-tdi-with-electric-powered-compressor-and-48-volt-electrical>. [Accessed 20 04 2020].
- 45 W. Wei, W. Zhuge, Y. Zhang and Y. He, "COMPARATIVE STUDY ON ELECTRIC TURBO-COMPOUNDING SYSTEMS FOR GASOLINE ENGINE EXHAUST ENERGY RECOVERY,"
- 46 Proceedings of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air GT2010, 14-18 June 2010.