

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи



Титченко Андрей Юрьевич
УЛУЧШЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ЗА СЧЕТ
ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ СИСТЕМ НЕЙТРАЛИЗАЦИИ

Специальность 05.04.02- Тепловые двигатели

Диссертация на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Научный руководитель
доктор технических наук,
профессор Каминский В. Н.

Москва 2021

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
ГЛАВА 1. АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ	6
1.1 Основные направления совершенствования характеристик поршневых ДВС	6
1.2 Тенденции развития систем нейтрализации отработавших газов	8
1.3 Совершенствование характеристик поршневых ДВС при помощи использования энергии отработавших газов	14
1.4 Выводы по первой главе, постановка целей и задач исследования	32
2. РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ	34
2.1 Улучшение характеристик поршневых ДВС при помощи дополнительного источника теплоты	34
2.2 Методика расчета параметров ДВС с дополнительным источником теплоты	35
2.2.1 Исходные данные и порядок выполнения теплового расчета для циклов с потерянной теплотой, с возвращенной теплотой, с добавленной теплотой	41
2.2.2 Результаты расчета параметров термодинамических циклов	53
2.2.3 Результаты расчета эффективных параметров	55
2.3 Выводы по второй главе	74
ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МОТОРНЫЙ СТЕНД	76
3.1 Описание моторного стенда	76
3.2 Методика проведения испытаний	79
3.3 Разработка прототипа нейтрализатора для проведения испытаний	83
3.4 Выводы по третьей главе	90
ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ	91
4.1 Результаты испытаний нейтрализатора, установленного до турбины агрегата наддува	91
4.2 Выводы по четвертой главе	98
ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ	99
СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ	100
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	102
Приложение А. Результаты расчета параметров циклов с дополнительным источником теплоты для дизелей различной размерности	106
Приложение Б. Сравнение расчетных и экспериментальных параметров	111

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Необходимость совершенствования поршневых двигателей внутреннего сгорания обусловлена общими приоритетами развития в направлении экономии ресурсов, снижения выбросов вредных веществ, обеспечения комфортного управления крутящим моментом. Основным движущим фактором разработки новых технических решений в отрасли являются непрерывно растущие экологические требования. Двигатели, выполняющие строгие нормы, становятся сложнее и дороже. Дополнительное давление на процессы эволюции ДВС оказывают новые модели энергетической политики, основанные на так называемой декарбонизации всех технологий преобразования энергии. В странах Евросоюза выработка электроэнергии возобновляемыми источниками уже превышает выработку с использованием ископаемого топлива - 38% против 37%. Стремление к использованию «чистой энергии» может в ближайшие десятилетия негативно повлиять на некоторые сферы применения тепловых машин. Такой прогноз многократно усиливает актуальность любого прогресса в совершенствовании характеристик ДВС для увеличения периода практической отработки новых технологий в части эффективности и безопасности.

Степень разработанности темы. В связи с успехами в доводке рабочих процессов и соответствующим снижением потенциала большее значение приобретает поиск резервов увеличения эффективности отдельных систем ДВС. Одно из направлений поиска - использование тепловой энергии, рассеиваемой компонентами систем выпуска отработавших газов ДВС. С повсеместным внедрением каталитических нейтрализаторов, использующих экзотермический тип химических реакций, появилась возможность возвращения части тепловой энергии.

В данной работе каталитический нейтрализатор рассматривается только как дополнительный источник теплоты, предназначенный для регулирования производительности турбокомпрессора. Предлагается способ улучшения характеристик поршневых двигателей, позволяющий увеличить крутящий момент на низких частотах вращения с помощью включения дополнительного источника теплоты в рабочий цикл ДВС с газотурбинным наддувом.

Техническая реализация способа заключается в размещении дополнительного источника теплоты на линии входного потока отработавших газов в турбину агрегата наддува. Таким образом, на лопатках турбины возможно преобразование в работу

тепловой энергии от двух источников. В общем случае может использоваться любой источник теплоты, однако при использовании каталитического нейтрализатора способ позволяет существенно снизить выбросы вредных веществ, особенно на режиме прогрева двигателя.

Цель и задачи диссертации. Целью диссертации является разработка способа улучшения характеристик поршневых ДВС с помощью использования дополнительного источника тепловой энергии, в качестве которого может применяться каталитический нейтрализатор отработавших газов.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- выполнить анализ существующих методов утилизации теплоты компонентов систем выпуска отработавших газов ДВС;
- выполнить анализ работ по исследованию параметров ДВС с катализатором, расположенным до турбины агрегата наддува, РТС- Pre Turbo Catalyst [31], [33].
- определить расчетным путем эффективность способа улучшения характеристик ДВС с помощью использования дополнительного источника тепловой энергии;
- спроектировать и изготовить прототип каталитического нейтрализатора с системой регулирования теплового потока;
- подготовить моторный стенд и провести экспериментальные исследования двигателя с дополнительным источником теплоты.

Объект исследования. Поршневой ДВС с газотурбинным наддувом, оснащенный дополнительным регулируемым источником теплоты.

Научная новизна работы заключается в следующем:

- в разработке способа использования дополнительного источника тепловой энергии для увеличения крутящего момента поршневого ДВС в области низких частот вращения;
- в предложении использования каталитического нейтрализатора в качестве дополнительного источника тепловой энергии.

Теоретическая и практическая значимость работы состоит в возможности дальнейшего применения результатов исследования для разработки перспективных конструкций компонентов систем выпуска отработавших газов ДВС. Внедрение интегрального узла, состоящего из каталитического нейтрализатора и турбокомпрессора, позволит снизить объем катализатора и его загрузку металлами платиновой группы и при этом улучшить характеристики ДВС. Дополнительно результаты работы имеют практическую ценность для совершенствования алгоритмов управления крутящим моментом ДВС и эффективностью систем нейтрализации отработавших газов.

Методология и методы исследования. Используются расчетный метод, основанный на положениях теории рабочих процессов ДВС, и экспериментальный метод подтверждения результатов расчетов.

Положения, выносимые на защиту:

- способ использования дополнительного источника тепловой энергии для увеличения крутящего момента поршневого ДВС в области низких частот вращения;
- результаты разработки и изготовления прототипа каталитического нейтрализатора с подачей вторичного топлива.

Реализация результатов работы. Результаты работы могут быть внедрены при разработке перспективных компонентов систем выпуска и калибровки систем управления для ДВС различного назначения.

Степень достоверности и апробация работы.

Достоверность подтверждается сходимостью параметров, полученных расчетными и экспериментальными способами. Результаты работы опубликованы в материалах конференций:

- международная научно-техническая конференция Двигатель-2017 в МГТУ им. Н. Э. Баумана;
- X Международная научно-практическая конференция Двигатели и компоненты транспортных средств в АО «НПО «Турботехника» (2018 г.);
- 8-е Луканинские чтения. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса (Москва, МАДИ, 2019 г.).

Публикации. По данной работе опубликовано 9 статей, в том числе 3 статьи в научном журнале, рекомендованном ВАК.

Личный вклад автора. Автором разработан способ использования дополнительного источника теплоты, выполнен расчет, спроектирован прототип каталитического нейтрализатора с подачей вторичного топлива. При участии автора проведены испытания нейтрализатора в АО «НПО «Турботехника».

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов и списка использованной литературы. Общий объем работы – 111 страниц текста, 118 рисунков, 27 таблиц. Список литературы включает 40 наименований.

ГЛАВА 1. АНАЛИТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Основные направления совершенствования характеристик поршневых двигателей внутреннего сгорания (далее ДВС)

Совершенствование ДВС продолжается в традиционных направлениях - повышение экономичности, снижение выбросов, улучшение приспособляемости. Прогресс в трех направлениях обеспечивается новыми техническими решениями в конструкции систем топливо- и воздухоподачи, в конструкции элементов трущихся пар, в управлении процессом сгорания, в конструкции компонентов антитоксичных систем. Рассмотрим конкретный пример последнего времени - разработка компании Weichai из КНР серийного дизеля WP 13H560E65 с рекордным эффективным КПД в 50,26% [23]. Данному значению КПД соответствует минимальный эффективный удельный расход топлива 167,04 г/кВт ч. Авторы достижения сообщают о пяти внедренных в разработку ключевых технологиях:

- технология согласованного сгорания, позволяющая повысить скорость сгорания на 30%;
- технология согласованного проектирования, повышающая прочность конструкции двигателя при повышенных давлениях сгорания;
- технология распределения энергии отработавших газов, оптимизирующая процессы преобразования вредных веществ в каталитическом нейтрализаторе и обеспечивающая высокий КПД турбины в широком диапазоне режимов работы;
- технология зонированной системы смазки, позволяющей снизить потери на трение на 20%;
- технология интеллектуального управления, использующая точные алгоритмы прогноза изменения параметров двигателя.

Повышение эффективного КПД до 50% с предыдущего достижения в 46% обеспечивает снижение расхода топлива (и снижение выбросов углекислого газа) на 8%. При этом новый двигатель выполняет требования Евро-6 по ограничению выбросов вредных веществ.

Общепринятым среди моторостроителей стал выпуск новых двигателей в виде семейств модификаций с различными внешними скоростными характеристиками, в соответствии с потребностями областей применения, табл. 1, [2]. Конструкция семейства использует единое ядро базовых узлов и систем двигателей, различные внешние характеристики обеспечиваются в основном настройками системы управления.

Таблица 1-Параметры современного семейства автомобильных дизелей КАМАЗ-910.

двигатель параметры	КАМАЗ- 910.14- 380	КАМАЗ- 910.13- 400	КАМАЗ- 910.12- 450	КАМАЗ- 910.11- 500	КАМАЗ- 910.10- 550
тип	L6				
D*S, мм	130*150				
рабочий объем, см куб.	11946				
номинальная частота вращения, мин-1	1900				
минимальный удельный расход топлива, г/кВтч	183				
номинальная мощность, кВт	279	294	331	368	405
максимальный крутящий момент, Нм при частоте вращения, мин-1	1717@ 1100- 1400	1815@ 1100- 1400	2060@ 1100- 1400	2305@ 1100- 1400	2550@ 1100- 1400

Таблица 2-Параметры современных автомобильных дизелей.

двигатель параметры	Volvo/ Renault D13K	Scania DC13	MAN D2676	Daimler OM471/ DD13	IVECO Cursor 13
тип	L6				
D*S, мм	131*158	130*160	126*166	132*156	135*150
рабочий объем, см куб.	12800	12700	12410	12800	12880
номинальная частота вращения, мин-1	1800	1900	1800	1800	1900
минимальный удельный расход топлива, г/кВтч	189	186	188	188	186
номинальная мощность, кВт	397	368	397	375	412
максимальный крутящий момент, Нм при частоте вращения, мин-1	2600@ 1000- 1450	2550@ 1000- 1300	2500@ 950- 1400	2500@ 1100	2500@ 1000- 1470

Можно обозначить следующие современные уровни параметров дизелей, выполняющих нормы Евро-6 (табл. 2):

- эффективный удельный расход топлива- менее 190 г/кВт ч;
- литровая мощность- более 30 кВт/л;
- начало частотного диапазона максимального крутящего момента- левее 1000 мин-1.

Очевидно, что эти уровни будут улучшены в ближайшее время. Компания Weichai объявила, что намерена совместно с партнерами начать работы по достижению эффективного КПД в 55%, [23].

Большие надежды возлагаются на успехи в совершенствовании процесса сгорания рабочей смеси – на процесс с воспламенением гомогенной смеси от сжатия (HCCI), позволяющий осуществлять более полное сгорание при меньших средних температурах. Компания Mazda фактически реализовала этот процесс в серийных

моделях ДВС при работе на определенных режимах. Также следует упомянуть успехи отрасли в создании гибридных силовых агрегатов, регулируемых систем газораспределения и систем изменения степени сжатия.

1.2 Тенденции развития систем нейтрализации отработавших газов

В бензиновых двигателях, работающих на стехиометрических смесях, используются трехкомпонентные каталитические нейтрализаторы (Three-Way Catalyst), в которых происходит одновременное окисление оксида углерода CO, несгоревших углеводородов CH и восстановление оксидов азота NOx, [9].

В двигателях, работающих на обедненных смесях, для нейтрализации оксидов азота применяются системы, работающие в условиях дефицита восстановительной среды. Технологии снижения вредных выбросов дизелей включают мероприятия по доводке рабочего процесса под необходимые значения «сырого выброса» и методы внешней обработки отработавших газов. Оптимизация процесса сгорания не позволяет снизить количество вредных веществ до уровней, необходимых для обеспечения выполнения законодательных требований. Что касается снижения содержания NOx, то последствия оптимизации сгорания часто приводят к обратному результату. Среди прочих доводочных мер активно используется метод рециркуляции отработавших газов EGR (Exhaust Gas Recirculation), предусматривающий возвращение части потока отработавших газов во впускной коллектор двигателя, [9].

В части внешней обработки отработавших газов на сегодняшний день проверены и внедрены следующие методы:

– Фильтрация частиц PM (Particulate Matter) в дизельном сажевом фильтре DPF (Diesel Particulate Filter), рис.1. Метод основан на использовании сотового фильтрующего элемента на основе кордиерита или карбида кремния, задерживающего более 90% частиц в диапазоне диаметров 20...300 нм. Очистка фильтра обеспечивается либо непрерывным способом – за счет дополнительного окислительного катализатора, либо с помощью периодического увеличения температуры потока до 650⁰ С. Дополнительный катализатор может быть нанесен на сам материал фильтра. Такой узел называется каталитическим фильтром CSF (Catalyzed Soot Filter), [11].

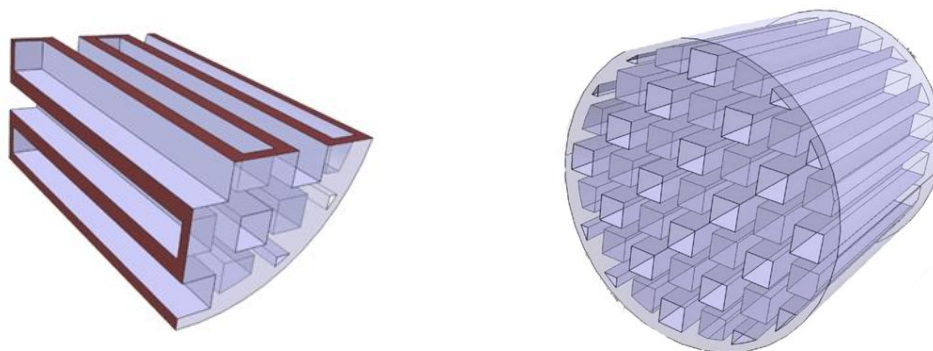


Рисунок 1-Сотовая структура сажевого фильтра.

– Селективное восстановление оксидов азота NO_x в SCR системе (Selective Catalytic Reduction). Используется каталитическая реакция восстановления в аммиачной среде. Чаще всего используется катализатор $\text{V}_2\text{O}_5 / \text{TiO}_2$. Система содержит устройство подачи специального реагента (раствора мочевины) в поток отработавших газов перед каталитическим нейтрализатором, рис.2, [11].

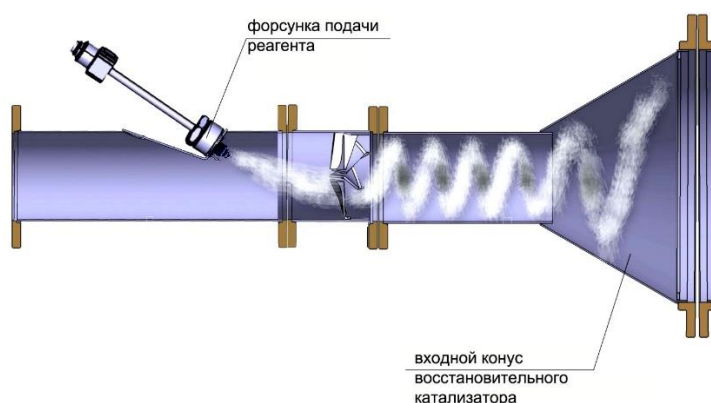


Рисунок 2-Расположение форсунки подачи реагента в SCR системе.

Тип восстановительной реакции зависит от соотношения NO/NO_2 (>1 ; $=1$; <1) перед катализатором:

стандартная SCR реакция: $4 \text{NH}_3 + 4 \text{NO} + \text{O}_2 \rightarrow 4 \text{N}_2 + 6 \text{H}_2\text{O}$

быстрая SCR реакция: $4 \text{NH}_3 + 2 \text{NO} + 2 \text{NO}_2 \rightarrow 4 \text{N}_2 + 6 \text{H}_2\text{O}$

медленная SCR реакция: $8 \text{NH}_3 + 6 \text{NO}_2 \rightarrow 7 \text{N}_2 + 12 \text{H}_2\text{O}$

В некоторых случаях на выходе системы устанавливается окислительный каталитический блок, уменьшающий проскок аммиака – AMOX (AMmonia OXidation catalyst).

– Каталитическое окисление углеродсодержащих компонентов - оксида углерода CO и несгоревших углеводородов CH в дизельном окислительном катализаторе DOC (Diesel Oxidation Catalyst). Дополнительно DOC используется для доокисления NO до NO_2 для обеспечения быстрой SCR-реакции в восстановительной части системы.

– Импульсное восстановление оксидов азота NOx в накопительной LNT системе (Lean-NOx Trap), [20]. Нейтрализатор в этой системе содержит сотовый керамический блок, на подложку которого нанесено адсорбирующее вещество и трехкомпонентный катализатор, позволяющие осуществлять цикл сорбции-десорбции NOx и запускать реакцию восстановления при соответствующих изменениях состава отработавших газов, рис.3.

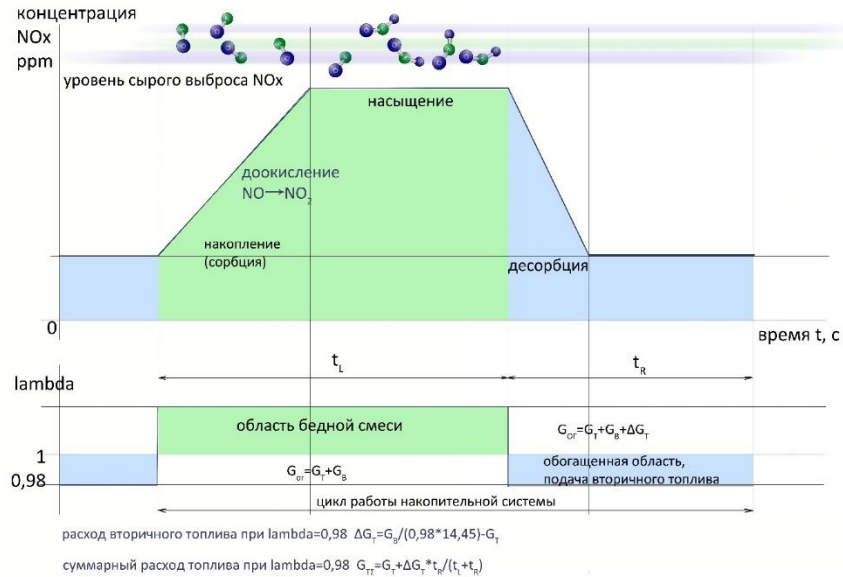


Рисунок 3-Цикл сорбции и десорбции в накопительном катализаторе NOx

Схема системы нейтрализации накопительного типа приведена на рис. 4.

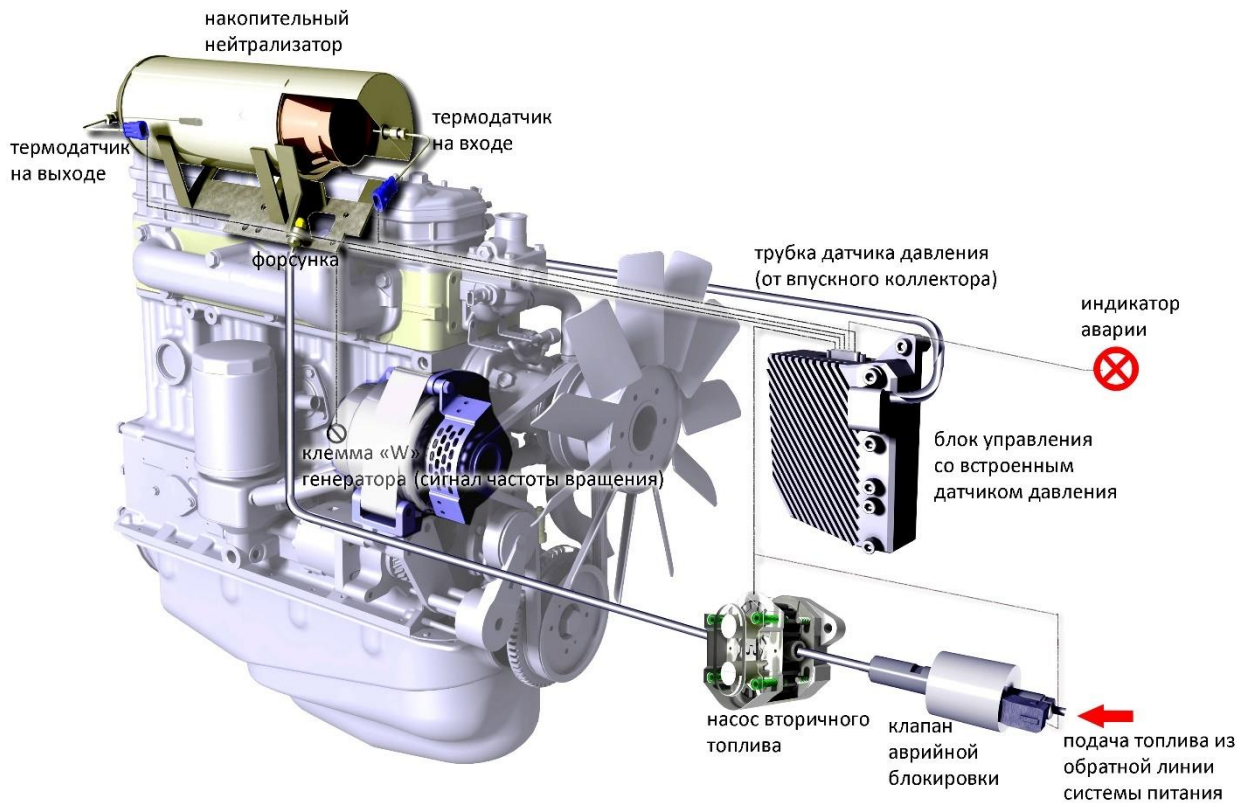


Рисунок 4-Система нейтрализации накопительного типа.

Преимущества и недостатки систем нейтрализации, использующих перечисленные методы снижения выбросов, указаны в табл. 3.

Таблица 3-Преимущества и недостатки систем

Тип системы	Преимущества	Недостатки
SCR система с подачей реагента	<ul style="list-style-type: none"> – система не влияет на характеристику крутящего момента двигателя – система не влияет на экономичность транспортного средства – система позволяет достичь максимальных значений конверсии NOx 	<ul style="list-style-type: none"> – система требует периодической заправки реагента в специальную емкость (расход реагента примерно 7...10% от расхода топлива) – линии подачи реагента требуют применения подогрева при низких температурах
Комбинированная система DPF+SCR	преимущества п.1 + одновременное снижение выбросов всех нормируемых компонентов отработавших газов	недостатки п.1+ сложность и дороговизна, необходимость периодического проведения процесса регенерации фильтра
Накопительная система LNT	<ul style="list-style-type: none"> – система не требует дополнительного реагента – система устойчива к низким температурам окружающей среды 	<ul style="list-style-type: none"> – недостаточная эффективность конверсии NOx (max 50%) в сравнении с SCR системой – применение системы влечет увеличение расхода топлива на 7...10%

Обобщенные показатели компонентов систем приведены в табл.4.

Таблица 4-Показатели отдельных компонентов систем нейтрализации

компоненты	показатели отдельных компонентов систем нейтрализации					
	эффективный температурный диапазон, °С	конверсия CO, CH %	конверсия NOx %	конверсия PM %	конверсия NH ₃ %	противодавление на режиме номинальной мощности, кПа.
DOC	по CO - 150-900 С по CH - 200-900 С	до 95				3-5
DPF				до 99		15-20
CSF	250-900 С	до 90		до 99		15-20
SCR	250-450 С		до 97 в варианте «быстрый SCR»			3-5
AMOX	300-900 С				до 95	3-5

Все известные примеры современных систем нейтрализации представляют собой комбинации технологий, реализуемые как простым соединением отдельных модулей, так и более сложным способом, обеспечивающим сочетание функций в одном модуле. Количество модулей системы нейтрализации растет с усложнением требований по ограничению выбросов. Современная система нейтрализации для дизеля Евро-6 может в максимальном варианте включать следующие компоненты:

- окислительный катализатор DOC;
- сажевый фильтр с каталитическим покрытием либо без покрытия (CSF/DPF);
- модуль подачи реагента – раствора мочевины;
- гидролизный катализатор разложения мочевины;
- управляющий микроконтроллер с комплексом датчиков;
- селективный восстановительный катализатор SCR;
- катализатор проскока аммиака AMOX.

Компоновочные трудности и необходимость тепловой изоляции катализаторов вынуждают инженеров создавать интегральные конструкции систем. Объединяются в одном корпусе различные катализаторы системы, рис. 5.

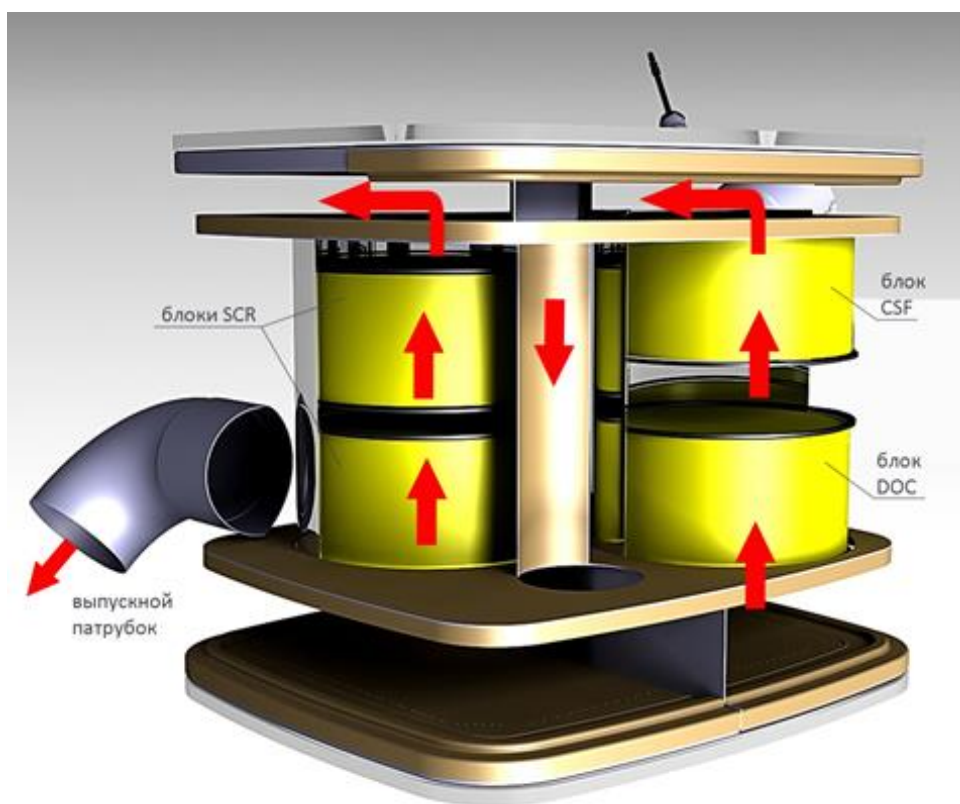


Рисунок 5-Группа катализаторов в одном корпусе. Решение для грузового автомобиля.

Также известны конструкции нейтрализаторов со встроенными баками реагента, рис.6. В свою очередь, в баки встраиваются насосные модули и управляющие микроконтроллеры.

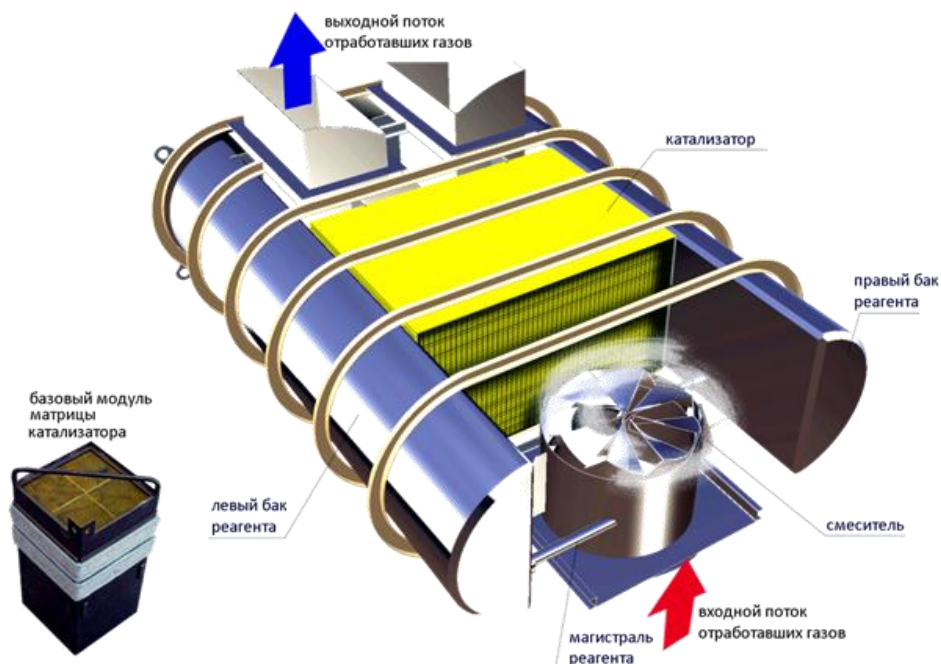


Рисунок 6-Восстановительный катализатор и баки реагента в едином корпусе.

Компания Continental [40] работает над узлом с катализатором, спроектированным в сборе с корпусом турбины агрегата наддува, рис.7.

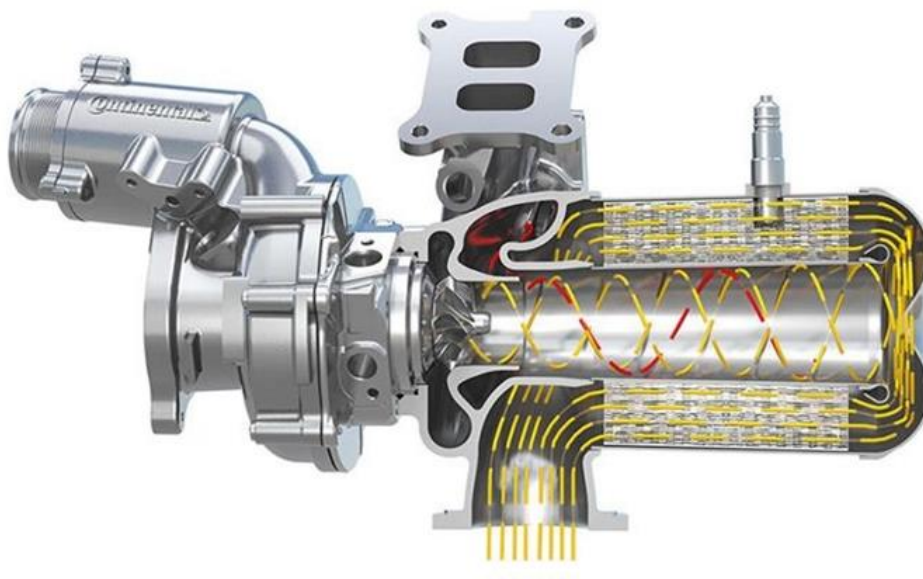


Рисунок 7-Конструкция турбины с встроенным катализатором в форме кольца компании Continental (Continental's ring catalyst turbocharger, рисунок © Continental)

Наряду с поиском оптимальной конструкции нейтрализаторов происходит внедрение новых химических композиций покрытий, обладающих повышенной температурной стойкостью (до 1000 °С), повышенной кислородной емкостью, увеличенным ресурсом при сниженной нагрузке металлами платиновой группы. Применяются тонкостенные блоки с увеличенной плотностью ячеек, с большей поверхностью под покрытие.

1.3 Совершенствование характеристик поршневых ДВС при помощи использования энергии отработавших газов

Основные способы утилизации тепловой энергии отработавших газов [31]:

- использование газотурбинного наддува ДВС и систем турбокомпаунда;
- утилизация теплоты отработавших газов ДВС с помощью предварительного термохимического преобразования топлива [28];
- передача теплоты в систему охлаждения и в климатическую установку для ускорения прогрева ДВС и салона транспортного средства;
- использование термоэлектрических преобразователей в компонентах системы выпуска отработавших газов;
- использование дополнительной тепловой машины для привода различных агрегатов, в том числе - компрессора кондиционера, вентилятора охлаждения и т. д.

Широкое применение газотурбинного наддува в поршневых ДВС общеизвестно. Современные типы систем газотурбинного наддува позволяют увеличить удельные энергетические параметры ДВС и поднять эффективный КПД. Некоторые типы систем турбонаддува позволяют увеличивать крутящий момент в области низких частот вращения - от n_{xx} (холостого хода) до $n_{M \max}$ (левая граница максимального крутящего момента) на внешней скоростной характеристике, что обеспечивает известное удобство управления двигателем, уменьшает количество переключений коробки передач. Указанным свойством в полной мере обладают следующие типы систем газотурбинного наддува [5], [13], [17]:

- ТКР с регулируемым сопловым аппаратом турбины;
- ТКР с гибридным приводом (с электромашинной);
- Регистровая система турбонаддува;
- Двухступенчатая система турбонаддува;
- Система двухступенчатого регулируемого наддува;
- Система наддува с ТКР и центробежным электроприводным компрессором.

Наибольшим потенциалом обладают системы с двухступенчатым наддувом и гибридным приводом (с электромашиной) [17]. Последнее решение представляется наиболее интересным с точки зрения перспектив масштабного внедрения в ближайшее время, рис.8, [38].



Рисунок 8-Турбокомпрессор Mercedes-AMG с электромашиной (фото © Mercedes-AMG)

В АО «НПО «Турботехника» проведены исследования турбокомпрессоров, оснащенных обратной электрической машиной [17], [18], рис.9.

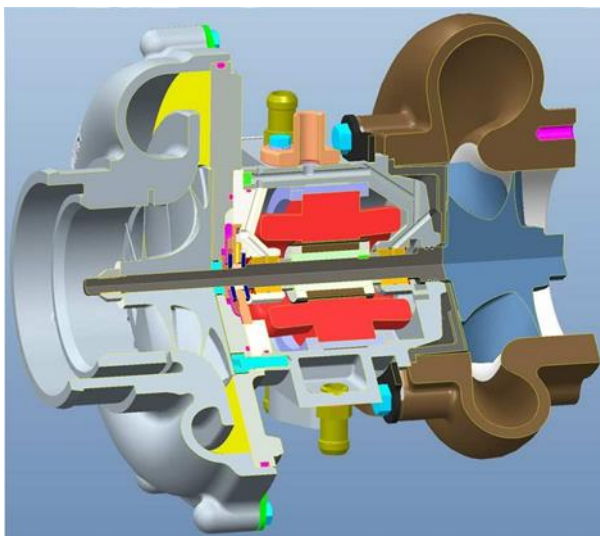


Рисунок 9-Турбокомпрессор с обратной электрической машиной (рисунок © АО «НПО «Турботехника»).

Агрегаты при испытаниях подтвердили возможности точной и безынерционной подачи необходимого количества воздуха на режимах работы ДВС, что позволило расширить диапазон высоких значений крутящего момента в сторону низких частот вращения коленчатого вала двигателя и получить существенный эффект экономии топлива. Дополнительное повышение КПД при применении ТКР с обратимой электрической машиной достигается рекуперацией избыточной энергии отработавших газов на режиме торможения электромашин. Проведенные расчеты [17] модели комплекса «ДВС плюс турбокомпрессор с обратимой электромашиной» показывают возможность достижения следующих значений ключевых параметров:

- увеличение крутящего момента на низких частотах вращения коленчатого вала на 50% при мощности электромашин 1 кВт и на 100% при мощности электромашин 2 кВт;
- увеличение эффективности использования топлива на 8% при мощности электромашин 1 кВт и на 12% при мощности электромашин 2 кВт.

Оригинальное решение по использованию энергии отработавших газов предложила компания Ferrari – отдельный компрессор системы наддува с электроприводом обеспечивает наполнение ДВС в широком диапазоне режимов, отдельная турбина совмещена с электрическим генератором-рекуператором избыточной энергии отработавших газов, рис. 10.

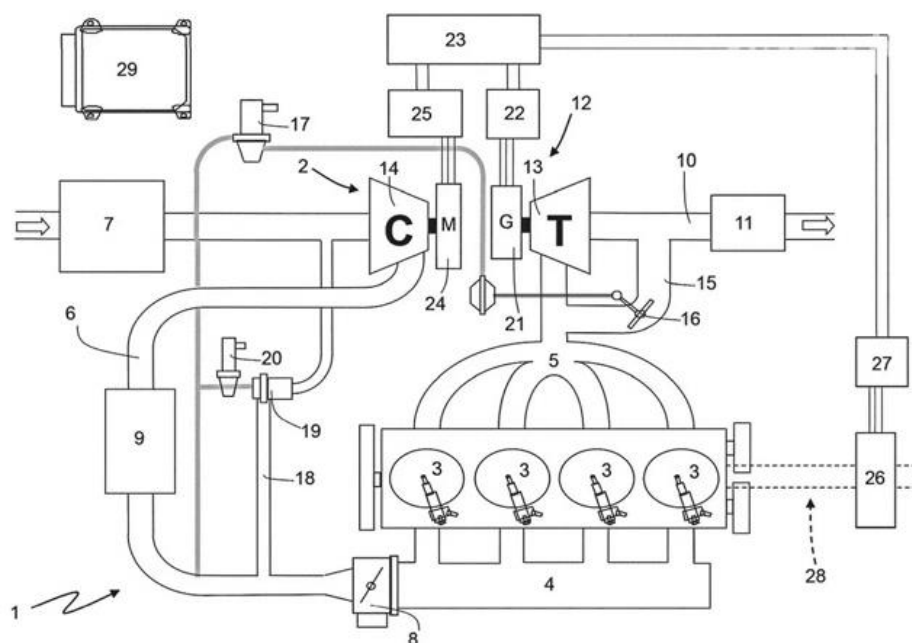


Рисунок 10-Раздельные компрессор и турбина с электромашинами для гибридной силовой установки (патент © Ferrari); некоторые позиции на рисунке: 13 — турбина, 14 — компрессор, 21 — генератор, 23 — аккумулятор, 24 — электромотор

Различные схемы турбокомпаунда могут рассматриваться как развитие систем газотурбинного наддува. Наряду с работами по классической схеме механического турбокомпаунда проводились исследования схемы с электрической передачей энергии отработавших газов. Работы выполнены в 2005 году компанией John Deere [36], рис.11. В результате удалось повысить эффективность двигателя на 3...5% [30].

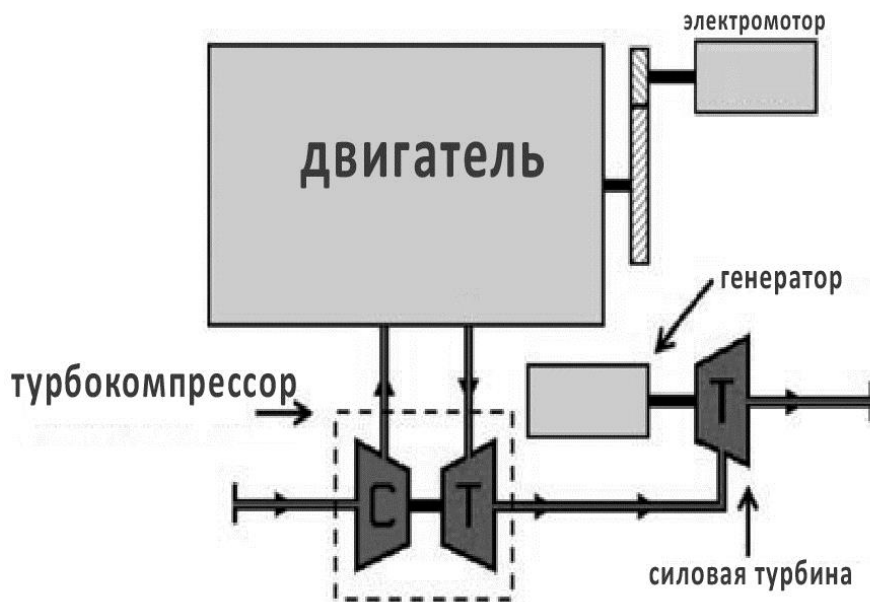


Рисунок 11-Схема электрической системы турбокомпаунда (рисунок © John Deere)

Учеными МАМИ (Московский Политех) проведены очень интересные работы по исследованию двигателей с термохимической регенерацией энергии отработавших газов. Метод термохимической регенерации основан на использовании теплоты отработавших газов для эндотермического преобразования исходного топлива в конвертированное с большей химической энергией на величину отобранной тепловой энергии отработавших газов, [28]. Таким образом теплота отработавших газов вместе с конвертированным топливом повторно участвует в рабочем цикле ДВС повышая его КПД. Экспериментальные исследования образцов двигателей с термохимической регенерацией продемонстрировали существенное улучшение топливной экономичности и снижение выбросов вредных веществ, [29]. На рисунке 12 показана схема исследовательской моторной установки с термохимическим реактором.

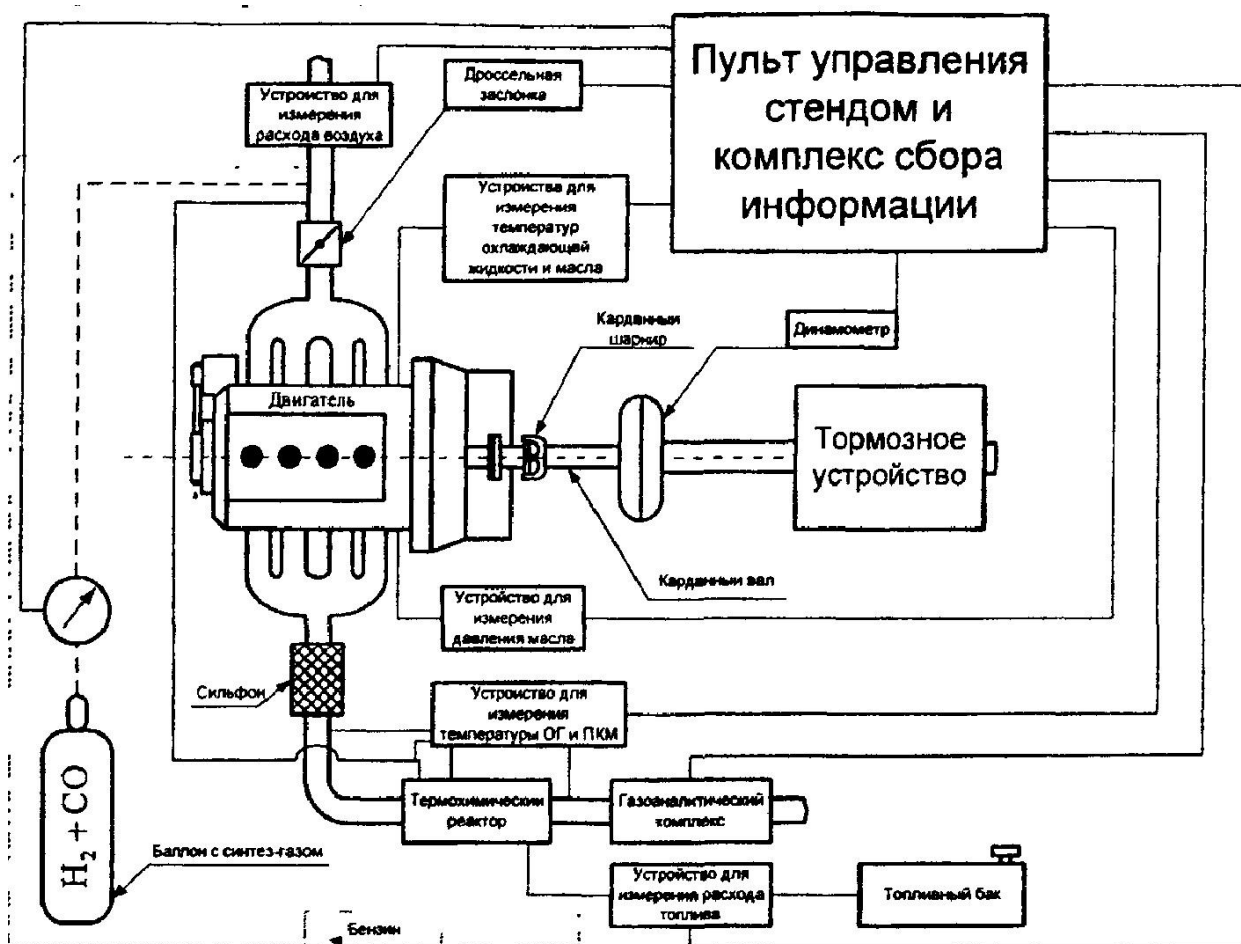


Рисунок 12-Схема экспериментальной установки двигателя с термохимическим реактором конверсии метанола (рисунок© из диссертационной работы Хрипача Н.А. [29])

Также в настоящее время в серийных автомобилях (гибридный Toyota Prius) используется метод передачи тепловой энергии отработавших газов в контур системы охлаждения. Вот несколько примеров конструкций систем передачи теплоты в систему охлаждения:

- простейшая схема передачи теплоты в контур системы охлаждения, рис. 13;
- схема с переключением между контурами системы охлаждения двигателя и теплообменником климатической системы транспортного средства, рис. 14...16.

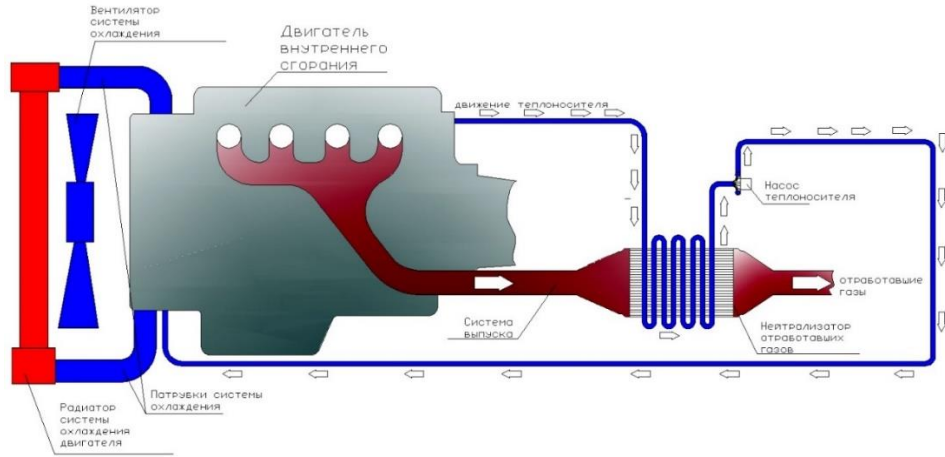


Рисунок 13-Простейшая схема утилизации теплоты каталитического нейтрализатора.

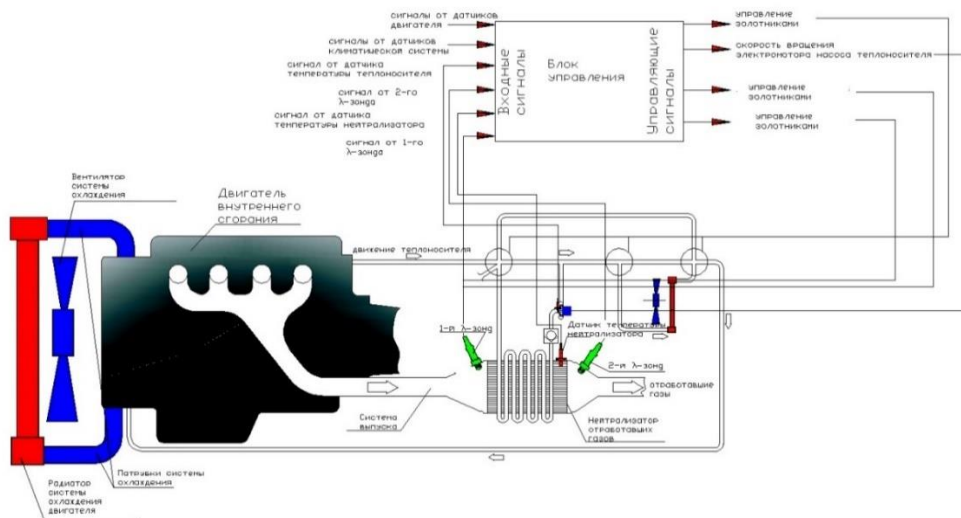


Рисунок 14-Схема с подключением к контурам охлаждения ДВС и климатической системы.

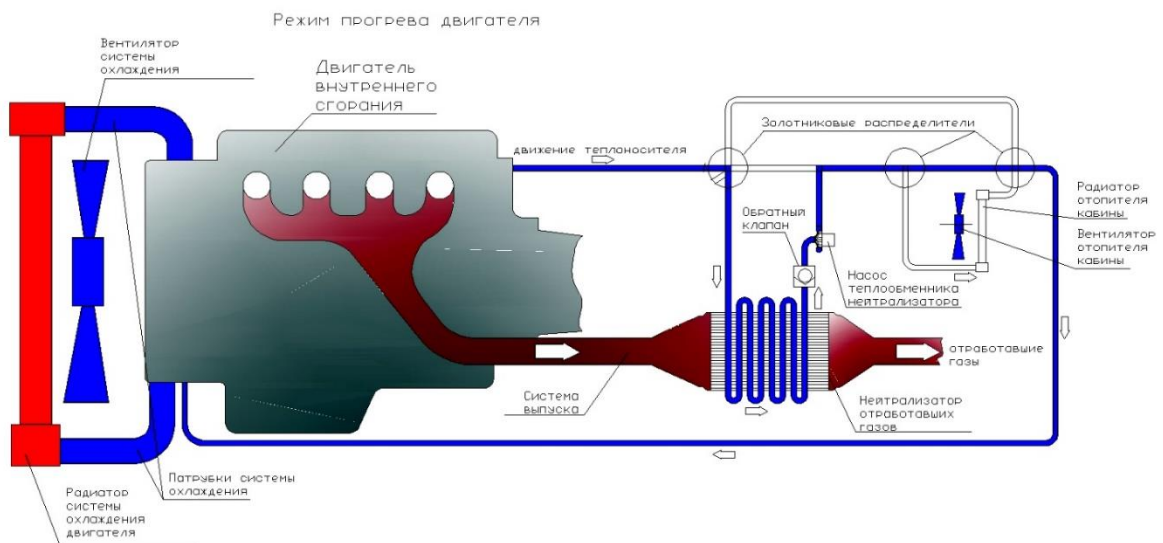


Рисунок 15-Работа в режиме прогрева двигателя.

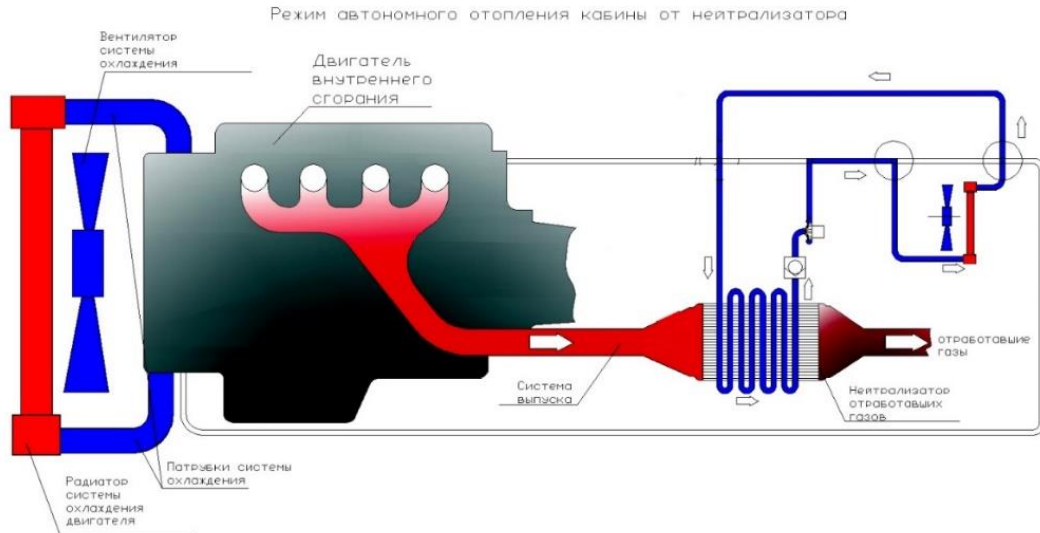


Рисунок 16-Работа в режиме отопления кабины.

Компания Eberspacher провела испытания системы рекуперации тепловой энергии отработавших газов с применением топливного процессора- устройства, позволяющего регулировать тепловой поток за счет сжигания дополнительного количества топлива, рис.17.



Рисунок 17-Система рекуперации теплоты отработавших газов (рисунок © Eberspacher)

В этой системе отведенная с помощью теплообменника теплота отработавших газов используется для обогрева кабины транспортного средства. Топливный процессор позволяет быстро прогреть окислительный катализатор до рабочего режима и обеспечивает периодическую регенерацию сажевого фильтра путем повышения температуры потока до уровня запуска процесса выгорания накопленных частиц. При этом часть энергии сгорания дополнительного топлива передается в климатическую систему автомобиля.

Технологии передачи энергии вспомогательным тепловым машинам и термоэлектрических преобразователей пока находятся в начальной стадии

разработки, их применение сдерживается дороговизной и сложностью исполнения.

В качестве вспомогательных тепловых машин используются устройства, работающие по циклу Ренкина, использующего два фазовых перехода рабочего тела: пар-жидкость-пар. Компания BMW представила в 2011 году автомобиль с преобразователем тепловой энергии отработавших газов в паровой машине с контуром Ренкина [31], рис.18. Паровая машина способна выдавать дополнительные 10 кВт мощности, что позволяет улучшить топливную экономичность до 15%.

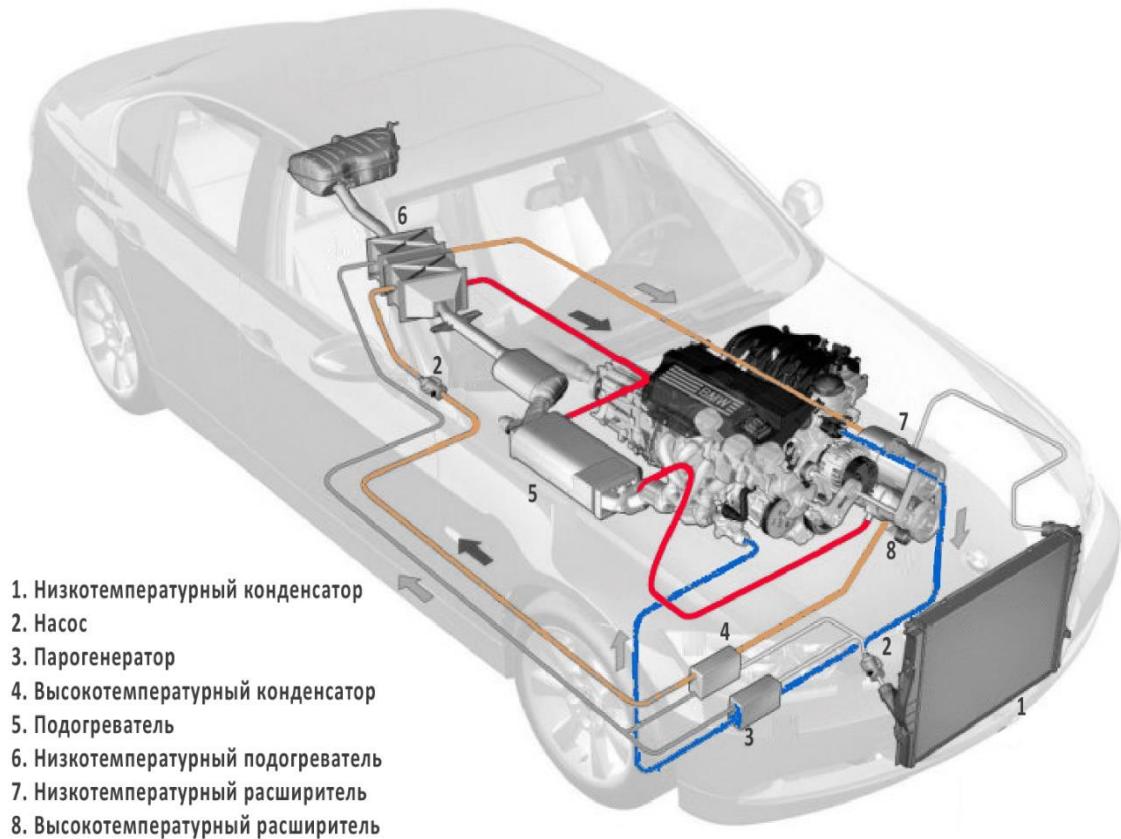


Рисунок 18-Автомобиль BMW с паровым рекуператором энергии отработавших газов (рисунок © BMW)

В случае использования органических жидкостей в качестве рабочего тела, дополнительная машина работает по т. н. органическому циклу Ренкина (ORC Organic Rankine Cycle). Конечный ORC преобразователь теплоты в работу может использовать либо поршневой механизм, либо лопаточную машину. На рис. 19 представлена схема опытной установки на базе дизеля грузового автомобиля с лопаточным преобразователем ORC. Дополнительная тепловая машина позволила улучшить общую топливную экономичность установки на 9...11% при использовании турбины с КПД 70%.

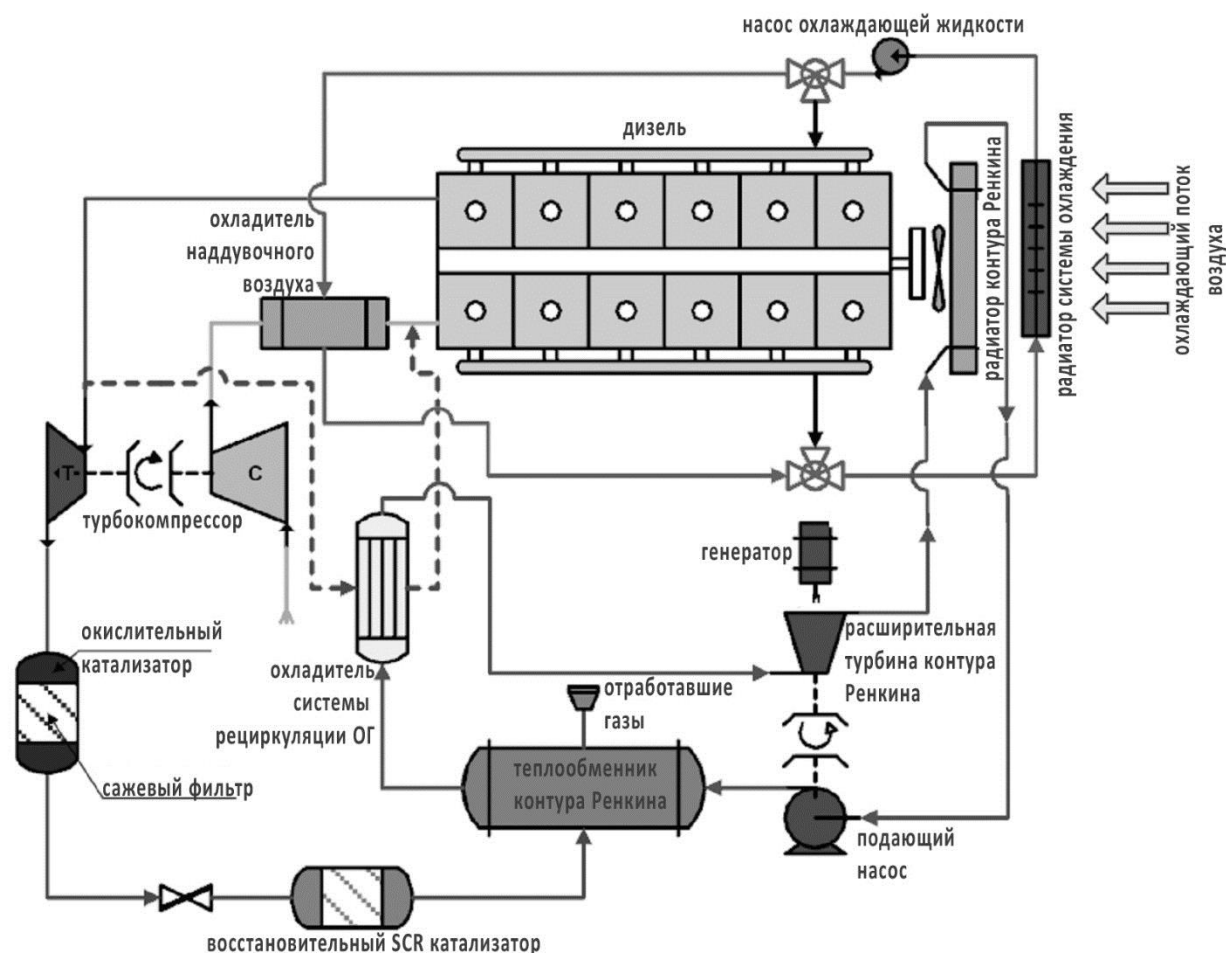


Рисунок 19– Опытная установка дизеля с рекуператором энергии отработавших газов на базе тепловой машины органического цикла Ренкина (схема исследователей Hountalas, D. T., Mavropoulos, G. C., 2011),

Вот еще пример дополнительной тепловой машины, преобразующей тепло отработавших газов в электрическую энергию - компания Air Squared публикует результаты исследований собственной установки ORC мощностью 1 кВт, работающей по циклу Ренкина с рабочим телом R245fa (гидрофторуглерод). Двухвинтовой спиральный расширитель преобразует давление рабочего тела (до 2400 кПа) во вращение генератора при температуре отработавших газов 250...750 °С, рис.20. На установке массой 66 кг достигнут электрический КПД 12% [39].

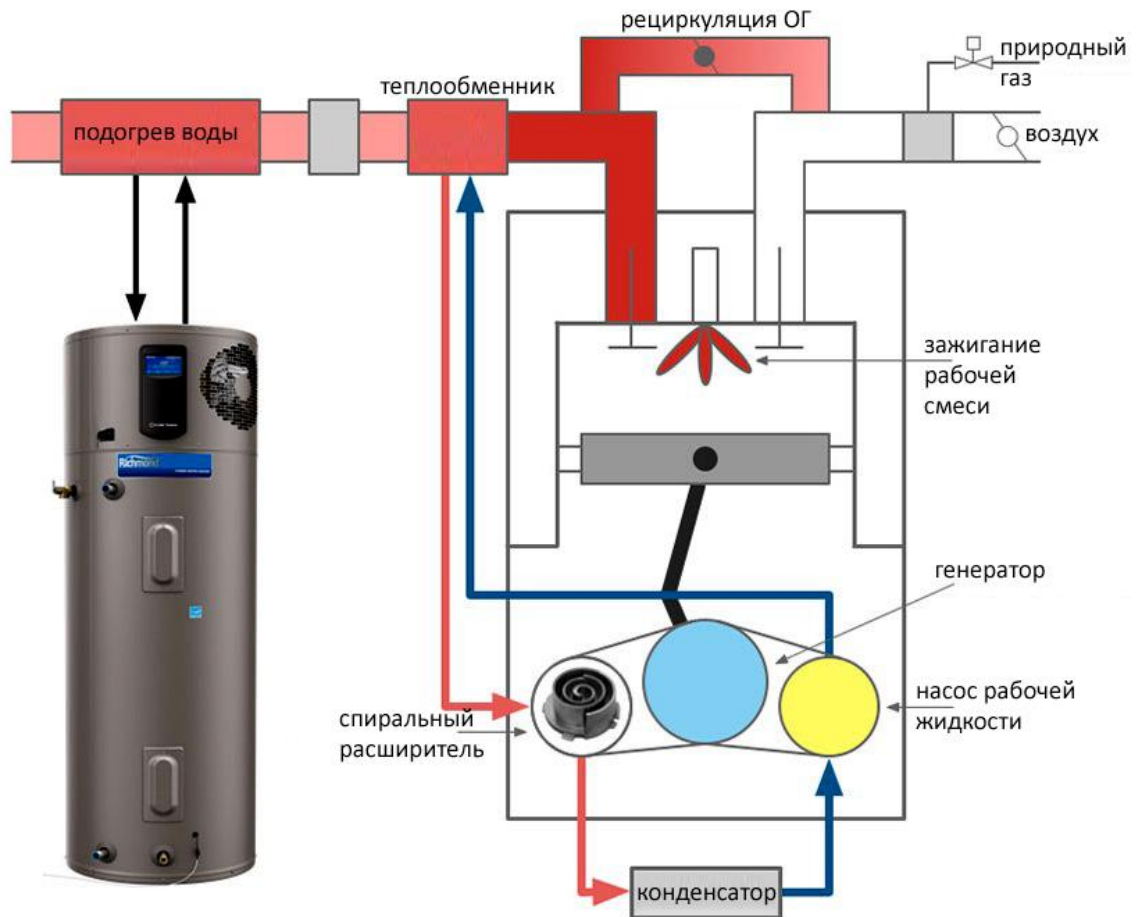


Рисунок 20-Установка ORC рекуперации энергии отработавших газов (рисунок © Air Squared)

Термоэлектрические преобразователи используют в работе эффект Зеебека-возникновение ЭДС на последовательном соединении разнородных проводников, контакты которых находятся при различных температурах [31]. Устройство типичной ячейки термопреобразователя на эффекте Зеебека с поверхностями подвода и отвода теплоты показано на рис.21. BMW предлагает размещать такие ячейки в составе термоэлектрических генераторов, встраиваемых в компоненты систем выпуска отработавших газов и теплообменники систем рециркуляции. Целевое улучшение экономичности двигателя транспортного средства- 5% при достигнутом КПД преобразования ячеек около 4%.

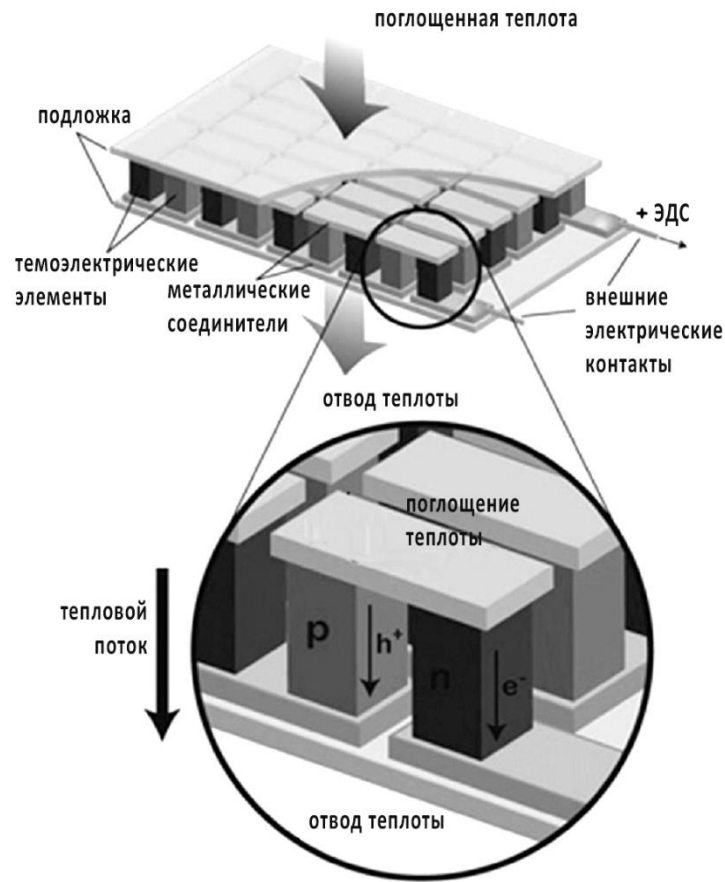


Рисунок 21– Устройство термоэлектрического преобразователя на эффекте Зеебека (схема© исследователей Riffat и Ma [31], 2003 г.)

В таблице 5 приведены основные преимущества и недостатки различных методов утилизации тепловой энергии отработавших газов.

Таблица 5-Эффективность и сложность методов утилизации тепловой энергии отработавших газов

методы использования тепловой энергии отработавших газов ДВС						
параметры	передача энергии в систему охлаждения	термоэлектрические преобразователи	передача энергии вторичной тепловой машине	газотурбинный наддув	системы турбокомпаунда	термохимическая регенерация
эффективность	высокая	низкая	низкая	высокая	высокая	высокая
сложность реализации	высокая	низкая	высокая	низкая	высокая	низкая

Энергетический потенциал потока отработавших газов можно проиллюстрировать следующими рисунками с тепловыми балансами. Рисунок 22 представляет схему распределения тепловой энергии от сгорания топлива в двигателе грузового автомобиля [17].

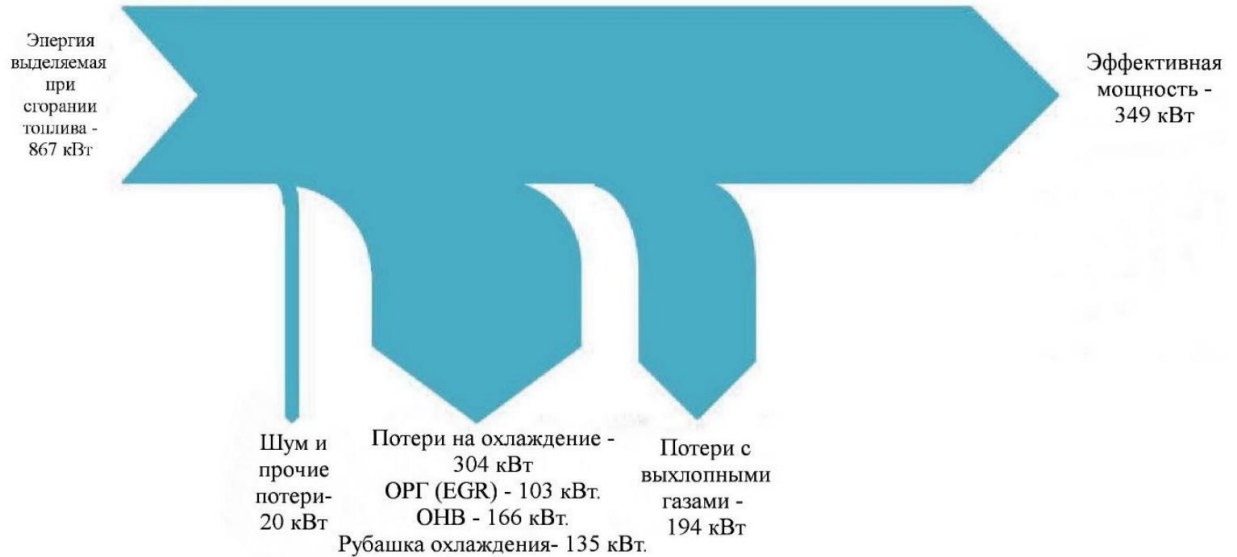


Рисунок 22– Распределение тепловой энергии двигателя грузового автомобиля

Типичное распределение энергии отработавших газов в системе с окислительным катализатором и сажевым фильтром приводит компания Eberspacher (по результатам собственных исследований), рисунок 23.

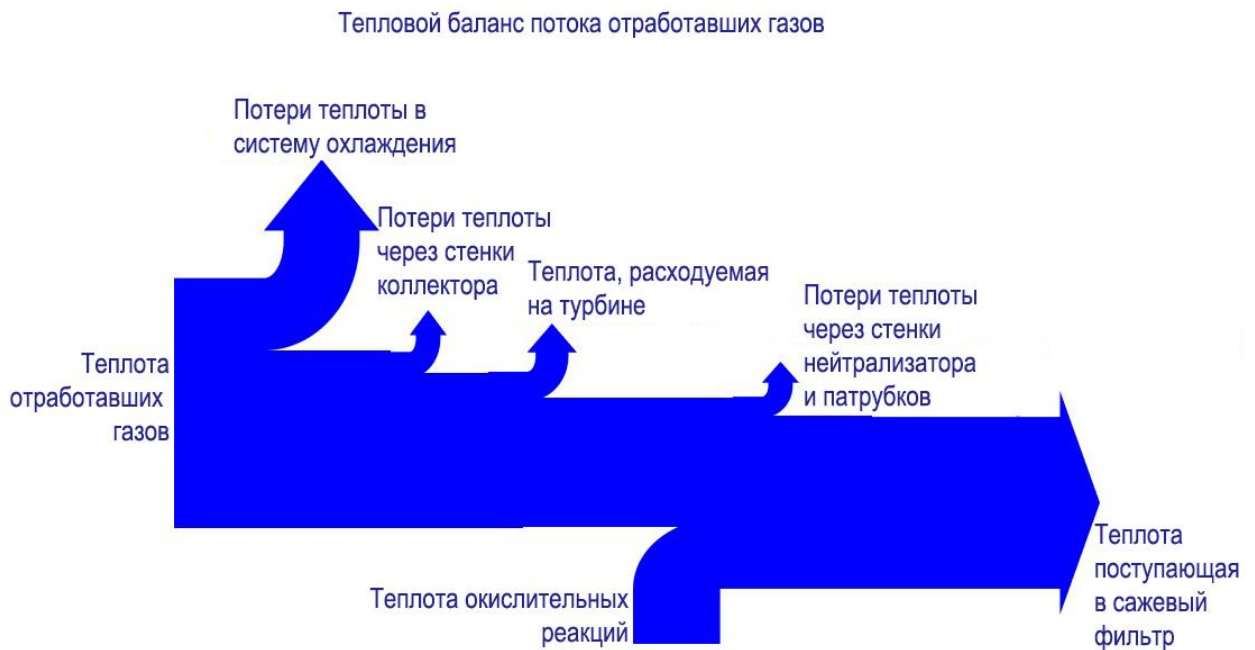


Рисунок 23-Распределение энергии отработавших газов (рисунок © Eberspacher)

Анализ распределения тепловой энергии отработавших газов показывает неиспользованные возможности полезного применения рассеиваемой теплоты каталитических нейтрализаторов. Фактически теплота окислительных реакций используется только периодически при проведении процедуры регенерации сажевого фильтра. В редких практических примерах реализации конструкций теплота отработавших газов после каталитического нейтрализатора помогает быстрее прогреть двигатель, что также относится к периодическим процессам. В этой связи возникает предложение разместить источник теплоты в той части системы выпуска отработавших газов, где возможно использование энергии постоянно и внутри рабочего цикла ДВС. Такая возможность предоставляется на участке линии потока отработавших газов от выпускных клапанов до входа в турбину агрегата турбонаддува. На P-V диаграмме термодинамического цикла комбинированного двигателя с турбиной постоянного давления [25] этот участок изображает линия a-f изобарного расширения газа, рис.24. Для случая комбинированного двигателя с импульсной турбиной на P-V диаграмме термодинамического цикла участок подвода теплоты должен располагаться на изохоре a-b, рис.25. На рисунках приведены варианты циклов со смешанным подводом теплоты.

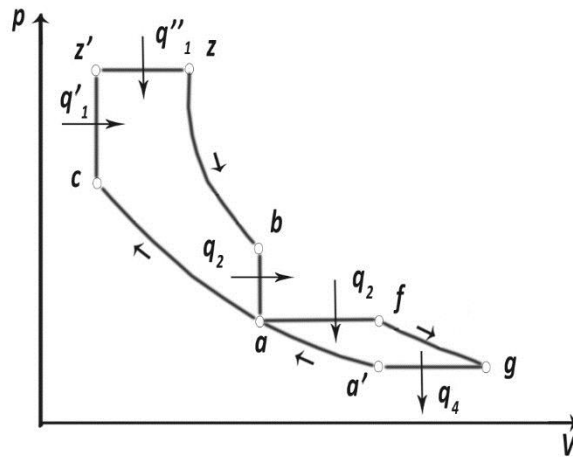


Рисунок 24-PV диаграмма термодинамического цикла со смешанным подводом теплоты комбинированного двигателя с турбиной постоянного давления [25]

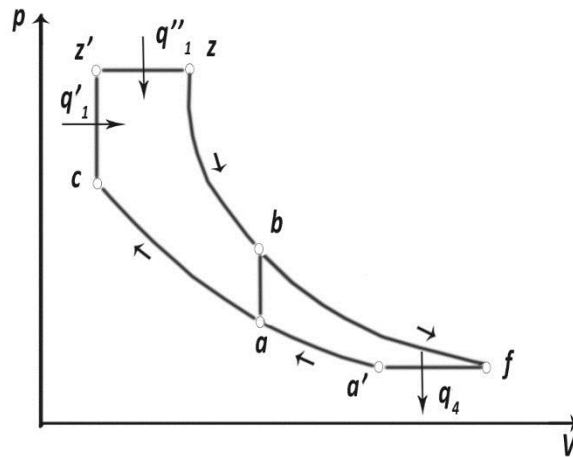


Рисунок 25-PV диаграмма термодинамического цикла со смешанным подводом теплоты комбинированного двигателя с импульсной турбиной [25]

Подведение дополнительной теплоты к турбине агрегата наддува необходимо для соответствующего регулирования производительности системы воздухоподачи.

Следует отметить, что в мире уже существуют технические решения с подводом дополнительной теплоты к колесу турбины. Для двигателя V8X1500 танка AMX-56 Leclerc разработана система «Гипербар» позволяющая реализовать высокий наддув в широком диапазоне режимов. Ключевой элемент системы- камера сгорания перед турбиной, рис.26. Таким образом, вместе с поршневой машиной работает одновальный газотурбинный двигатель.

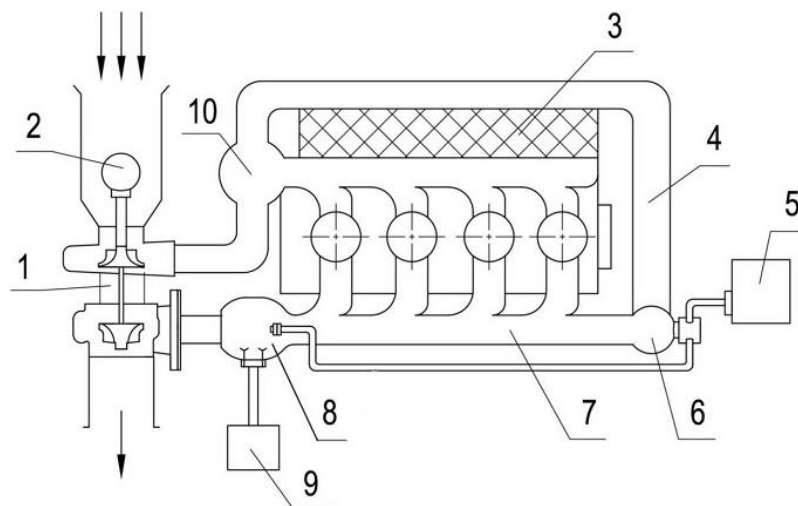


Рисунок 26-Схема системы «Гипербар» [6]

1 – турбокомпрессор; 2 - пусковой электродвигатель; 3 – охладитель наддувочного воздуха; 4 - перепускной канал; 5 - топливный насос; 6 - регулятор системы наддува; 7 - зона перемешивания выпускных газов и перепускаемого воздуха; 8 - камера сгорания; 9 - устройство для зажигания и контроля пламени; 10 - автоматический клапан для предварительного прогрева двигателя

В данной работе предлагается использовать в качестве источника дополнительной теплоты каталитический нейтрализатор, что позволит осуществить не только воздействие на турбину, но и обеспечить увеличение степени преобразования вредных веществ в самом нейтрализаторе.

Предпосылки для разработки способа:

- практически все современные ДВС попадают в область действия того или иного экологического стандарта, поэтому большинство из них уже располагают дополнительным источником теплоты- нейтрализатором отработавших газов;
- все системы нейтрализации для ДВС основаны на каталитических эффектах преобразования вредных веществ. Некоторые из используемых химических реакций являются экзотермическими;
- существует острая необходимость увеличения эффективности преобразования вредных веществ в нейтрализаторах в связи с принятием все более жестких экологических стандартов;
- выбросы двигателей содержат некоторое количество углеводородов вследствие неполноты сгорания, хотя их концентрация невелика;
- в системах нейтрализации с сажевым фильтром применяется механизм регулирования количества теплоты с помощью каталитического дожигания дополнительного топлива для запуска процесса регенерации.

На основе приведенных предпосылок разработан способ утилизации тепловой энергии каталитического нейтрализатора на рабочем колесе турбины агрегата наддува ДВС. Для получения необходимого теплового эффекта и его регулирования предложено использование подачи дополнительного (вторичного) топлива на вход каталитического нейтрализатора. Окисление вторичного топлива обеспечивается наличием свободного кислорода от 6 до 19% в отработавших газах двигателей при сгорании бедных смесей [19].

Дополнительное регулирование мощности турбины призвано устранить известные проблемы одноступенчатого газотурбинного наддува- недостаток располагаемой энергии отработавших газов в области низких частот вращения и задержку реакции на переходные режимы. Конструктивная реализация предложения заключается в размещении каталитического нейтрализатора перед турбиной агрегата наддува [12]. Такой тип компоновки уже известен и обозначается в технических изданиях как РТС – Pre-Turbine Catalyst [33], [34], [35], [37]. Работы над РТС системами обусловлены необходимостью расширения диапазона режимов ДВС с высокой эффективностью каталитических процессов нейтрализации отработавших

газов. В результате проведенных исследований систем РТС компаниями Emitec и FEV [33] опубликованы рекомендации относительно применения схем РТС на больших дизелях с медленными переходными процессами. Благодаря расположению в зоне повышенных на 100...150 °С температур обеспечивается ускоренный прогрев нейтрализатора и поддержание необходимого рабочего диапазона температур на режимах малых нагрузок ДВС, увеличивается эффективность преобразования вредных веществ (что позволяет уменьшить объем нейтрализатора на 40% или уменьшить его загрузку), рис.27.

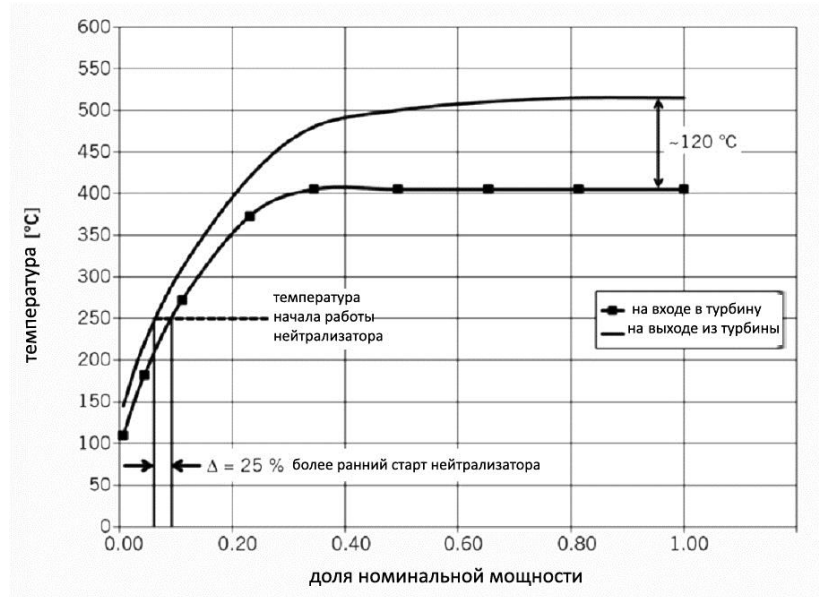


Рисунок 27-Типичные температуры отработавших газов на входе и на выходе из турбины (рисунок © Emitec)

Также вследствие сокращения объема нейтрализатора уменьшается внесенное противодавление, что позволяет сократить в расход топлива на величину до 1% [33]. На рисунке 28 приведена оригинальная наглядная схема, поясняющая принцип снижения противодавления при использовании размещения нейтрализатора перед турбиной. График на рисунке 29 отражает разницу в перепадах давлений при классическом расположении нейтрализатора и при компоновке перед турбиной.

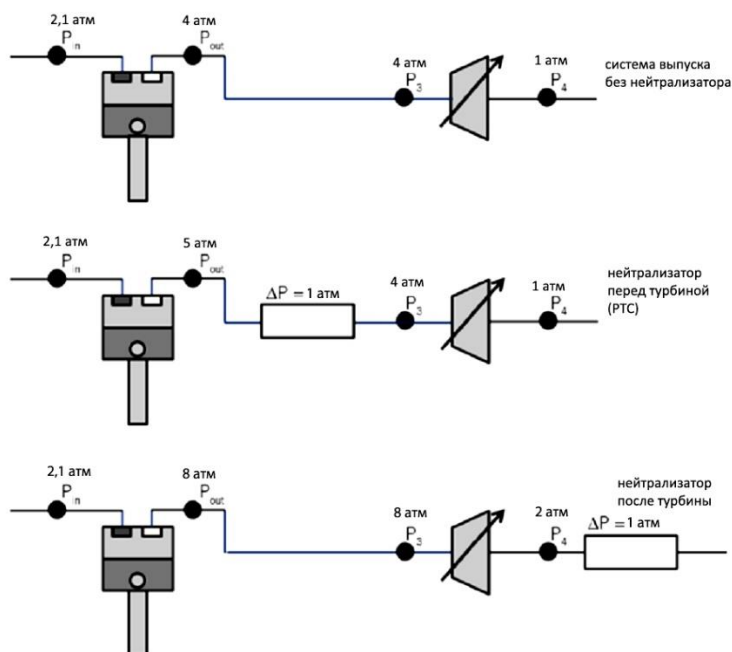


Рисунок 28-Характерные значения давлений в характерных точках систем выпуска отработавших газов различной конфигурации (рисунок © Emitec)

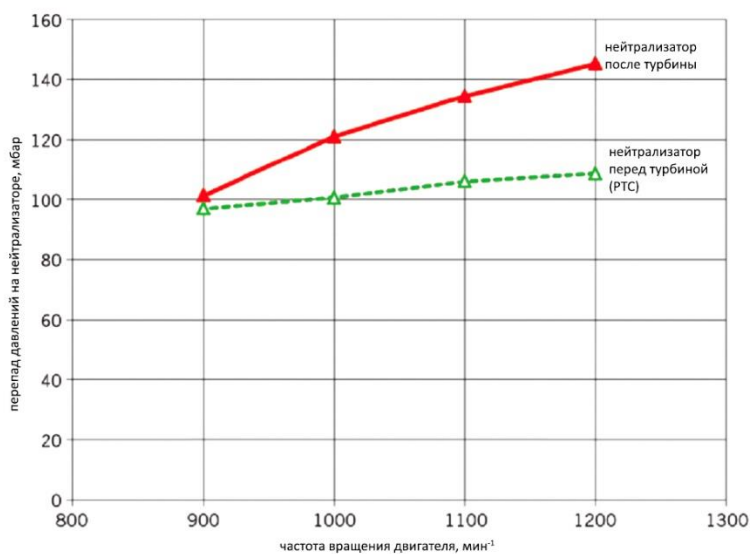


Рисунок 29-Перепады давлений при классическом расположении нейтрализатора и при его расположении перед турбиной (рисунок © Emitec)

Эффект экономии объема РТС проявляется в большей мере на силовых установках локомотивов, кораблей и на стационарных генераторных установках [37]. Кроме того, снижается отрицательное воздействие дисперсных частиц на рабочее колесо турбины вследствие эффекта их выгорания на катализаторе при высоких температурах, рис.30.

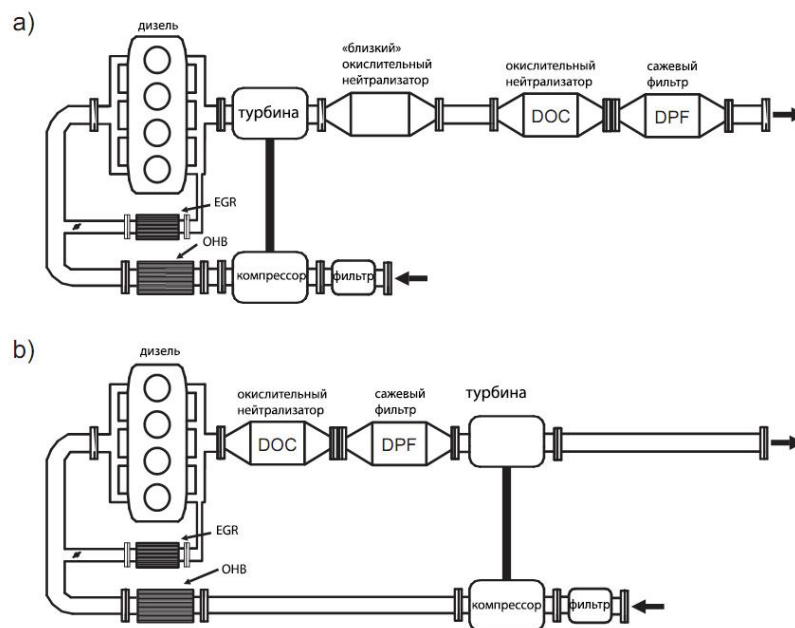


Рисунок –30

- a) стандартная компоновка системы выпуска отработавших газов post-turbine
 b) компоновка с системой нейтрализации перед турбиной pre-turbo (рисунок © Universitat Politecnica de Valencia)

Опубликованы сообщения о работах по установке полного комплекса катализаторов с окислительной и восстановительной частями перед турбиной [37]. Umicore Catalysis уже серийно выпускает РТС для судовых двухтактных дизелей большой размерности, рис.31.

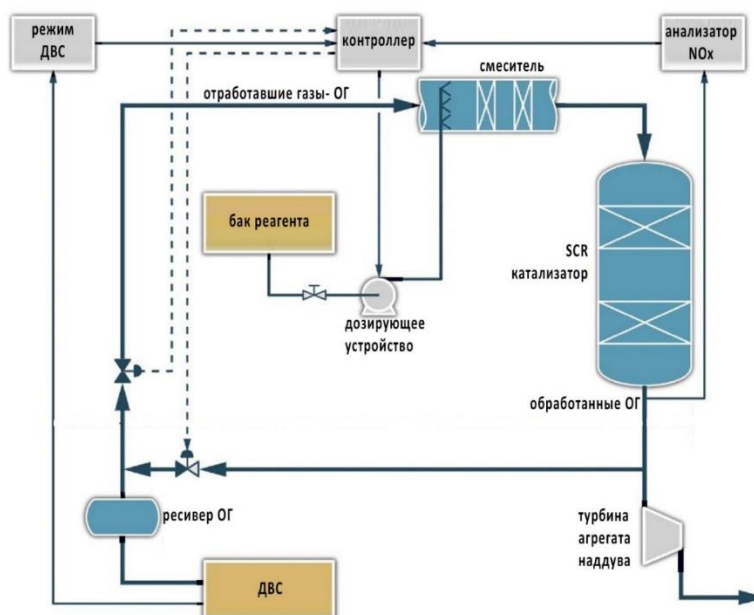


Рисунок 31-Схема системы восстановления оксидов азота для двухтактного дизеля (рисунок © Umicore Catalysis)

Соединение идеи компоновки нейтрализатора перед турбиной агрегата наддува с механизмом регулирования теплового потока на входе в турбину открывает возможности по улучшению формы кривой крутящего момента. Такой же эффект получается от применения турбокомпрессора с электромашиной. В нашем случае вместо дополнительной электрической энергии используется энергия каталитических реакций окисления вторичного топлива. Достижение необходимого крутящего момента при меньших частотах вращения и меньших уровнях потерь может сопровождаться более эффективным использованием топлива в действительном рабочем цикле ДВС.

1.4 Выводы по первой главе, постановка целей и задач исследования

Логичным результатом поиска решений по увеличению эффективности современных ДВС стала разработка способов позволяющих более полно использовать располагаемую энергию и потенциал систем двигателя. Доля неиспользованной теплоты, уходящей с отработавшими газами, может составлять 30...40%. Современные системы газотурбинного наддува наиболее эффективно используют энергию отработавших газов, которая прежде просто рассеивалась в окружающую среду, позволяют осуществлять оптимальное управление крутящим моментом за счет регулирования подачи воздуха в цилиндры. Лучшие результаты по обеспечению параметров воздухоподдачи на номинальном режиме и на режимах малых частот вращения получены на ТКР с регулируемым сопловым аппаратом, гибридных системах наддува с применением электромашин, двухступенчатых системах с ТКР разной размерности [5]. Цена достижения высоких параметров - известное усложнение и удорожание агрегатов наддува. Что не лучшим образом сказывается на надежности. Кроме того, новые решения в области систем наддува не отменяют необходимости совершенствования антитоксичных систем двигателей. Требования по улучшению характеристик ДВС растут одновременно с требованиями по сокращению выбросов вредных веществ [4].

Способ включения источника теплоты в поток на линии входа в турбину позволяет решать обе задачи - управления крутящим моментом и снижения вредных выбросов, т. к. источник теплоты реализуется на основе каталитического дожигания несгоревшего и дополнительного топлива. Каталитический нейтрализатор, расположенный в потоке с более высокими температурами, обеспечивает большую степень конверсии и прогревается быстрее на старте. Часть тепловой энергии

экзотермических реакций, протекающих в присутствии катализатора, преобразуется в дополнительную механическую энергию на лопатках турбины увеличивая ее мощность и соответственно мощность компрессора. Регулирование теплового потока катализатора РТС путем дозированной подачи вторичного топлива на его вход позволяет поддерживать дополнительный канал управления производительностью турбокомпрессора. Применение каталитического преобразователя РТС с подачей вторичного топлива открывает следующие возможные сценарии использования:

- ускорение прогрева катализатора и поддержание рабочего режима на холостом ходу при низких температурах отработавших газов путем подачи вторичного топлива (особенно актуально для SCR катализаторов);
- использование вторичного топлива для регулирования производительности ТКР в области низких частот вращения при более эффективном сгорании с большим давлением наддува, с достижением необходимого крутящего момента на восходящей ветви внешней скоростной характеристики;
- работа с подачей вторичного топлива для обеспечения импульсного или непрерывного процессов дожигания дисперсных частиц (регенерации сажевого фильтра).

Область применения способа имеет следующие ограничения:

- регулирование теплового потока в силу известных термических ограничений возможно не на всех режимах работы ДВС;
- регулирование возможно только «вверх», только в сторону увеличения энергии; накопление избыточной энергии отработавших газов и торможение потока невозможно (в отличие от турбокомпрессора с обратимой электромашиной).

Целью исследования является оценка возможностей улучшения характеристик ДВС с помощью способа использования дополнительного источника теплоты, в качестве которого может применяться каталитический нейтрализатор отработавших газов.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- определить расчетным путем эффективность способа улучшения характеристик ДВС с помощью использования дополнительного источника тепловой энергии;
- спроектировать и изготовить прототип каталитического нейтрализатора с системой регулирования теплового потока;
- адаптировать моторный стенд и провести экспериментальные исследования двигателя с дополнительным источником теплоты.

ГЛАВА 2. РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

2.1 Улучшение характеристик поршневых ДВС при помощи дополнительного источника теплоты

Применение дополнительного источника теплоты возможно только в ДВС с газотурбинным наддувом. Способ направлен на решение следующих задач:

- увеличение крутящего момента на низких частотах вращения;
- смещение максимального крутящего момента в область низких частот, т. е. уменьшение скоростного коэффициента внешней скоростной характеристики ДВС.

В качестве дополнительного источника теплоты предлагается использовать каталитический нейтрализатор отработавших газов, в котором осуществляются преимущественно экзотермические химические реакции. Нейтрализатор устанавливается перед турбиной агрегата наддува ДВС. Для регулирования количества теплоты от дополнительного источника применяется дозированная подача углеводородного (вторичного) топлива на вход нейтрализатора, где происходит его каталитическое окисление. Подача вторичного топлива обеспечивается либо по отдельному каналу с дозирующим насосом и форсункой, либо используется механизм пост-впрыска системы питания двигателя, рис. 32.

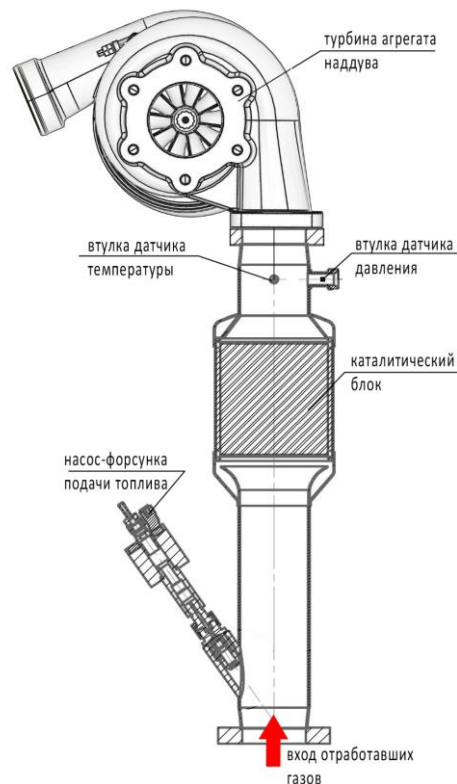


Рисунок 32-Узел турбокомпрессора с нейтрализатором

Сущность способа заключается в передаче дополнительной тепловой энергии на рабочее колесо турбины агрегата наддува для соответствующего увеличения мощности турбокомпрессора. Дополнительная энергия складывается из двух частей - одна часть представляет собой теплоту каталитического окисления несгоревшего топлива, выбрасываемого с отработавшими газами двигателя, другая часть, регулируемая, представляется теплотой сгорания вторичного топлива, подаваемого на вход нейтрализатора. Регулирование теплового потока позволяет в определенных пределах увеличивать мощность турбокомпрессора и тем самым восполнять («подкручивать») недостаток основной энергии отработавших газов и обеспечивать необходимую подачу воздуха в ДВС для обеспечения требуемой характеристики крутящего момента. Такой дефицит энергии отработавших газов возникает в левой части скоростной характеристики при низких частотах вращения коленчатого вала - до частоты достижения максимального крутящего момента. При этой ситуации, если достигается предел по дымности (в случае дизеля) и перегиб кривой крутящего момента, силовой агрегат переключается на пониженную передачу. Дополнительный источник теплоты через турбокомпрессор позволит увеличить подачу воздуха для бездымного приращения момента, расширяя диапазон частоты вращения с максимальным моментом. Достижение заданного крутящего момента на низкой частоте вращения происходит при более эффективном рабочем процессе поршневой машины при большем значении давления наддува и меньших механических потерях.

Многокомпонентные системы нейтрализации, выполняющие требования жестких экологических стандартов, включают сажевые фильтры с активной регенерацией [3]. Расход дополнительного топлива для осуществления регулирования температуры сажевого фильтра может быть значительно сокращен при использовании высокотемпературного каталитического нейтрализатора, расположенного до турбины, с непрерывным процессом выгорания дисперсных частиц. Кроме указанных применений, подача вторичного топлива способна обеспечить поддержание температурного режима системы нейтрализации при холодном потоке отработавших газов [20].

2.2 Методика расчета параметров ДВС с дополнительным источником теплоты

Для определения количественных зависимостей процессов превращения и передачи энергии ротору турбокомпрессора рассмотрим несколько вариантов термодинамического цикла комбинированного двигателя. Известны две разновидности термодинамического цикла комбинированного двигателя - цикл с

импульсной турбиной и цикл с турбиной постоянного давления. В связи с размещением дополнительного объема активной зоны катализатора перед входом в улитку турбины в дальнейшем будем рассматривать только один вариант термодинамического цикла- с турбиной постоянного давления [25].

Части P-V диаграммы универсального цикла со смешанным подводом теплоты относятся к цикловым процессам в поршневой и лопаточной машинах (в ДВС и турбокомпрессоре), рис.33.

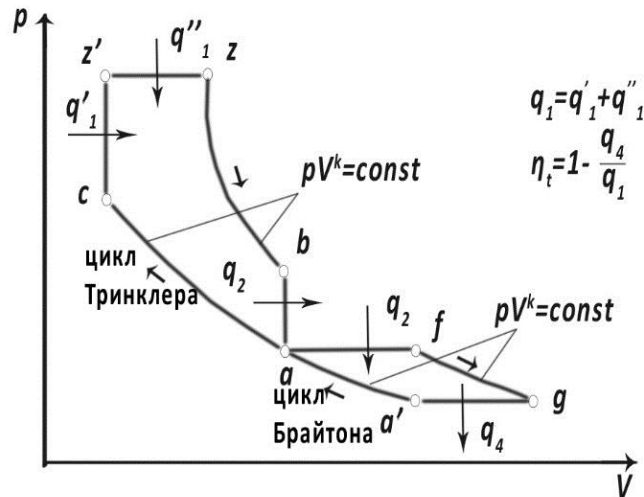


Рисунок 33-PV диаграмма термодинамического цикла комбинированного двигателя со смешанным подводом теплоты и с турбиной постоянного давления

Два контура, определяющих состояния рабочего тела, соответствуют частям цикла в поршневой и лопаточной машинах. Первый контур представляет собой термодинамический цикл Тринклера, второй контур- цикл Брайтона [21], [25]. Теплота, отведенная от поршневой машины, передается турбине.

Термический КПД такого цикла [25]

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_4}{q_1} = 1 - \frac{1}{\varepsilon_o^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}$$

где

q_1 - подведенная теплота;

q_4 - отведенная теплота;

k - показатель степени адиабатических процессов

$$pV^k = const$$

– общая степень сжатия

$$\varepsilon_o = \varepsilon \varepsilon_k$$

- степень сжатия в поршневой машине

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}$$

- степень сжатия в лопаточной машине

$$\varepsilon_k = \frac{V_{a'}}{V_a}$$

– степень повышения давления в поршневой машине

$$\lambda = \frac{P_{z'}}{P_c}$$

– степень предварительного расширения в поршневой машине

$$\rho = \frac{V_z}{V_{z'}}$$

Легко видеть, что при заданной величине λ для увеличения КПД цикла необходимо увеличивать степени сжатия ε и/или ε_k , и/или уменьшать степень предварительного расширения ρ . При этом в традиционной кинематической схеме кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя степень сжатия ε является величиной постоянной. Рассматриваемый термодинамический цикл является базовым в теории рабочих процессов, с него начинается курс изучения тепловых машин. Назовем этот цикл идеальным.

Далее рассмотрим второй вариант термодинамического цикла соответствующий абстрактному рабочему процессу с выбросом несгоревших углеводородов. Катализатор РТС не применяется. Данный цикл характеризуется некоторым количеством потерянной теплоты q_5 , рис. 34.

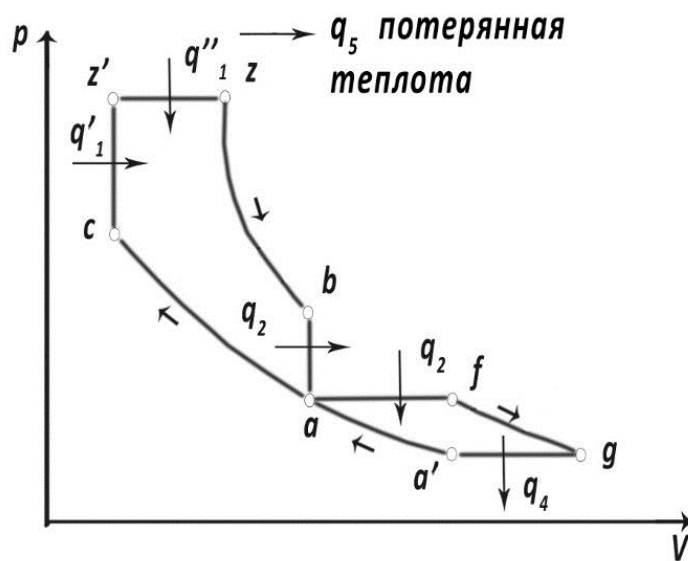


Рисунок 34-*pV* диаграмма термодинамического цикла комбинированного двигателя с потерянной теплотой

В этом случае КПД цикла с потерянной теплотой:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_4}{q_1 + q_5}$$

Следующий вариант термодинамического цикла описывает двигатель с катализатором РТС посредством которого возможно реализовать возвращение потерянной теплоты в рабочий цикл, рис. 35.

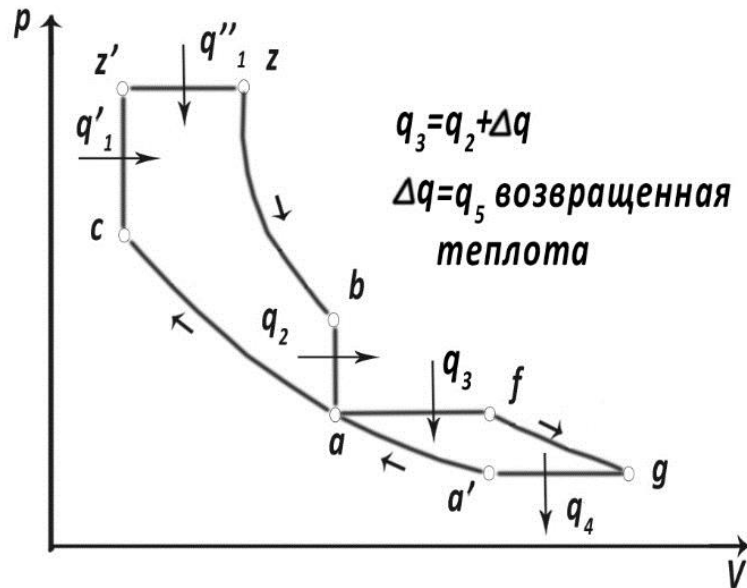


Рисунок 35-PV диаграмма термодинамического цикла комбинированного двигателя с возвращенной теплотой

КПД цикла с возвращенной теплотой:

$$\eta_t = \frac{q_1 + q_5 - q_4}{q_1 + q_5} = 1 - \frac{q_4}{q_1 + q_5}$$

Вариант цикла с дополнительной теплотой является модификацией предыдущего термодинамического цикла, рис. 36. Оба последних варианта предполагают использование способа дополнительного источника теплоты.

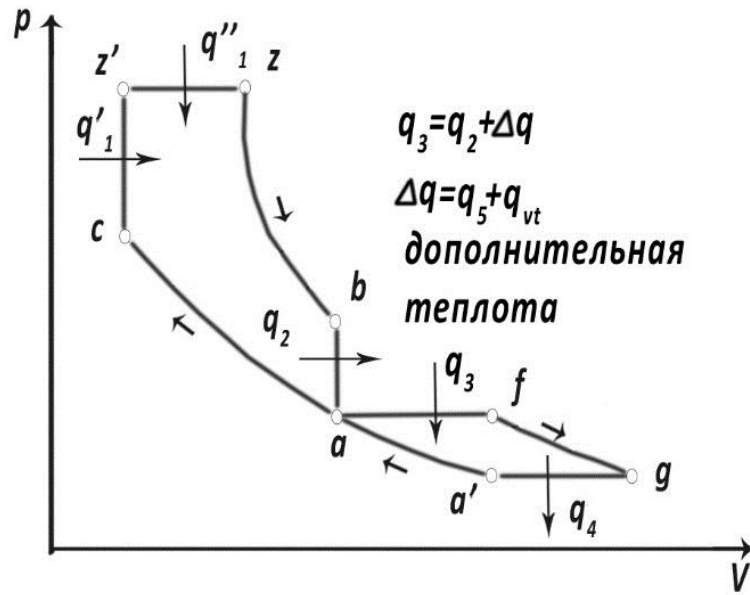


Рисунок 36-РV диаграмма термодинамического цикла комбинированного двигателя с дополнительной теплотой

Дополнительная теплота:

$$\Delta q = q_5 + q_{vt}$$

где

q_5 – потерянная теплота;

q_{vt} – теплота от сгорания вторичного топлива

Общее выражение КПД для циклов с дополнительным источником:

$$\eta_t = \frac{q_1 + \Delta q - q_4}{q_1 + \Delta q} = 1 - \frac{q_4}{q_1 + \Delta q}$$

На рисунке 37 совмещены диаграммы циклов с потерянной теплотой, возвращенной теплотой и дополнительной теплотой. Дополнительно приведена диаграмма идеального цикла комбинированного двигателя со смешанным подводом теплоты. Площади фигур контуров $a-c-z'-z-b$ для циклов с возвращенной теплотой и добавленной теплотой для данного частного случая равны и пропорциональны величине полезной работы L_t цикла Тринклера.

*Термодинамические циклы с потерянной теплотой,
с возвращенной теплотой, с добавленной теплотой*

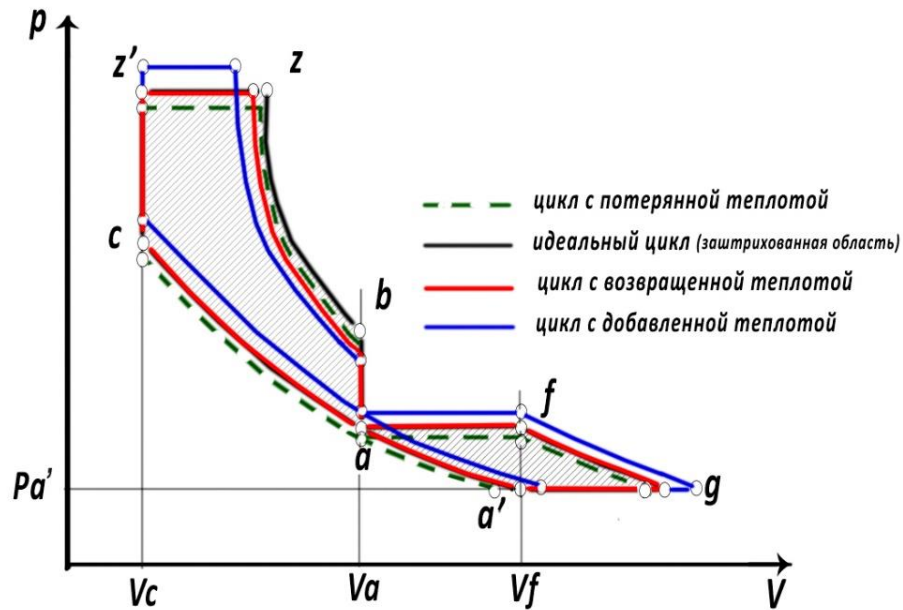


Рисунок 37-Сравнение PV диаграмм термодинамических циклов: - с потерянной теплотой, с возвращенной теплотой, с дополнительной теплотой

В обычном цикле выходная теплота контура Тринклера без потерь переходит во входную теплоту контура Брайтона. При использовании дополнительного источника часть входной теплоты цикла Брайтона замещается теплотой самого источника. Таким образом, при условии сохранения величины давления в точке a (давления наддува), лопаточной машине необходимо передавать меньше теплоты от поршневой машины. Достичь этого можно путем увеличения КПД контура Тринклера. В отсутствие возможности изменять степень сжатия ε мы располагаем двумя инструментами- один позволяет увеличить степень повышения давления λ , второй позволяет уменьшить степень предварительного расширения ρ . Для упрощения расчетной модели принимаем гипотезу о зависимости выходной теплоты q_2 контура Тринклера только от одного аргумента- от степени предварительного расширения ρ , при прочих равных условиях.

Методика расчета параметров ДВС с дополнительным источником теплоты включает три расчетных модуля, рис. 38:

- расчет параметров цикла с потерянной теплотой;
- расчет параметров цикла с возвращенной теплотой;
- расчет параметров цикла с дополнительной теплотой.

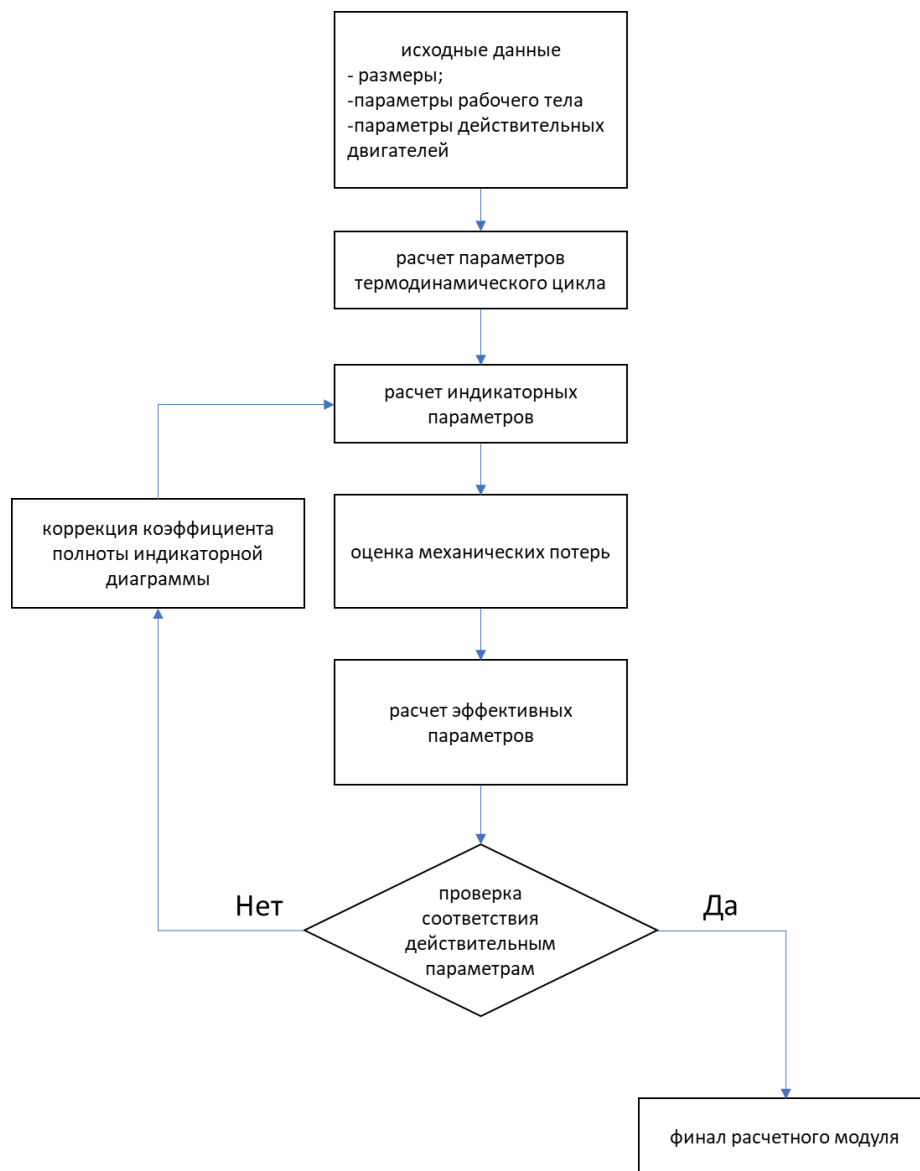


Рисунок 38-Блок-схема расчетного модуля

Методика основана на базовых положениях теории рабочих процессов поршневых ДВС [7], [8], [10], [14], [25]. Практически расчет реализован в программной среде SMath Studio.

2.2.1 Исходные данные и порядок выполнения теплового расчета для циклов с потерянной теплотой, с возвращенной теплотой, с добавленной теплотой

Z количество цилиндров

S мм; ход поршня

V_h м куб; рабочий объем цилиндра

$k = 1,4$ показатель адиабаты

$P_{ai} = 101300$ Па; давление окружающей среды

$T_{ai} = 293$ К; температура окружающей среды

$R = 287$ Дж /кг К; удельная газовая постоянная

$c_p = 1005$ Дж /кг К; удельная теплоемкость рабочего тела при постоянном давлении

$c_v = 718$ Дж /кг К; удельная теплоемкость рабочего тела при постоянном объеме

ε степень сжатия поршневой части комбинированного двигателя

$\rho_k = 2.1$ степень предварительного расширения в цикле Брайтона

$H_u = 42496000$ Дж /кг; низшая теплота сгорания топлива

$\lambda = 1.8$ степень повышения давления в цикле Тринклера

ψ коэффициент полноты диаграммы

τ коэффициент тактности, 1-двухтактный цикл, 2-четырёхтактный цикл

n_n мин⁻¹; номинальная частота вращения

n мин⁻¹; текущая частота вращения

G_t кг /ч; часовой расход топлива

g_{vt} кг; шаг изменения подачи вторичного топлива

g_{t5} кг; цикловые потери топлива (сырой выброс СН с отработавшими газами)

m кг; цикловая масса рабочего тела

Δq Дж; дополнительное количество теплоты, передаваемое в цикл Брайтона

Параметры термодинамического цикла Тринклера-Брайтона с потерянной теплотой

потерянная цикловая теплота, Дж;

$$q_5 = H_u \cdot g_{t5}$$

полный объем цилиндра, м³ ;

$$V_a = \frac{V_h \cdot \varepsilon}{\varepsilon - 1}$$

степень сжатия цикла Брайтона

$$\varepsilon_k = \frac{m \cdot R \cdot T_{ai}}{P_{ai} \cdot V_a}$$

степень повышения давления в цикле Брайтона

$$p_{ik} = \varepsilon_k^k$$

степень предварительного расширения в цикле Тринклера

$$\rho = \sqrt[k]{\frac{\varepsilon k^{k-1} \cdot m \cdot c_p \cdot T_{ai} \cdot (\rho k - 1) - \Delta q}{m \cdot c_v \cdot T_{ai} \cdot \varepsilon k^{k-1} \cdot \lambda} + \frac{1}{\lambda}}$$

полезная работа цикла Тринклера, Дж ;

$$L_t = \frac{\lambda \cdot P_{ai} \cdot \varepsilon k^k \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot V_a \cdot (\rho - 1) \cdot (1 - k) + \lambda \cdot P_{ai} \cdot \varepsilon k^k \cdot V_a \cdot (\rho^k - \varepsilon^{k-1} \cdot \rho) + P_{ai} \cdot \varepsilon k^k \cdot V_a \cdot (\varepsilon^{k-1} - 1)}{1 - k}$$

входная теплота цикла Тринклера, Дж ;

$$q_1 = m \cdot c_p \cdot T_{ai} \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \varepsilon k^{k-1} \cdot (\rho - 1) \cdot \lambda + c_v \cdot m \cdot T_{ai} \cdot \varepsilon k^{k-1} \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot (\lambda - 1)$$

выходная теплота цикла Тринклера, Дж ;

$$q_2 = \frac{q_1 \cdot (\lambda \cdot \rho^k - 1)}{\varepsilon^{k-1} \cdot (\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1))}$$

входная теплота цикла Брайтона, Дж ;

$$q_3 = q_2 + \Delta q$$

выходная теплота цикла Брайтона, Дж ;

$$q_4 = \frac{q_3}{\varepsilon k^{k-1}}$$

термический КПД цикла Тринклера-Брайтона с потерянной теплотой

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_4}{q_1 + q_5}$$

среднее давление цикла, МПа ;

$$P_t = \frac{L_t}{V_h \cdot 1000000}$$

давление в точке с, Па ;

$$P_c = P_{ai} \cdot \varepsilon k^k \cdot \varepsilon^k$$

давление в точке z, Па ;

$$P_z = \lambda \cdot P_{ai} \cdot \varepsilon k^k \cdot \varepsilon^k$$

Индикаторные параметры цикла с потерянной теплотой

количество рабочих циклов за 1 с

$$k_c = \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot z$$

давление в точке a, Па ;

$$P_a = P_{ai} \cdot \varepsilon k^k$$

давление в точке b, Па ;

$$P_b = P_z \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^k$$

объем камеры сгорания, м³ ;

$$V_c = \frac{V_a}{\varepsilon}$$

объем в точке z, м³ ;

$$V_z = V_c \cdot \rho$$

степень расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

средний показатель политропы сжатия

$$n_c = \frac{\ln\left(\frac{P_c}{P_a}\right)}{\ln(\varepsilon)}$$

средний показатель политропы расширения

$$n_p = \frac{\ln\left(\frac{P_z}{P_b}\right)}{\ln(\delta)}$$

теоретическое среднее индикаторное давление, Па ;

$$P_{ii} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left(\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right)$$

среднее индикаторное давление, Па ;

$$P_i = \psi \cdot P_{ii}$$

индикаторная работа за цикл, Дж/цикл ;

$$L_i = \frac{\psi \cdot P_c \cdot V_h}{\varepsilon - 1} \cdot \left(\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right)$$

среднее индикаторное давление (проверка), МПа ;

$$P_i = \frac{L_i}{V_h \cdot 1000000}$$

индикаторная мощность, кВт ;

$$N_i = \frac{k_c \cdot L_i}{1000}$$

индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{3600 \cdot N_i \cdot 1000}{G_t \cdot H_u}$$

индикаторный удельный расход топлива, г/кВт*ч ;

$$g_i = \frac{G_t \cdot 1000}{N_i}$$

Механические потери цикла с потерянной теплотой

средняя скорость поршня, м /с ;

$$v_{psr} = \frac{S \cdot n}{30000}$$

среднее давление механических потерь, МПа ;

$$P_{md} = 0.06 + 0.15 \cdot \frac{n}{nn}$$

работа механических потерь за цикл, Дж/цикл ;

$$L_{md} = P_{md} \cdot V_h \cdot 1000000$$

мощность механических потерь, кВт ;

$$N_{md} = \frac{k_c \cdot L_{md}}{1000}$$

среднее давление механических потерь (проверка), МПа ;

$$P_m = 0.089 + 0.0118 \cdot v_{psr}$$

Эффективные параметры цикла с потерянной теплотой

цикловая эффективная работа, Дж /цикл;

$$L_e = L_i - L_{md}$$

эффективная мощность, кВт ;

$$N_e = \frac{k_c \cdot L_e}{1000}$$

эффективный КПД

$$\eta_e = \frac{3600000 \cdot N_e}{G_t \cdot H_u}$$

механический КПД

$$\eta_m = 1 - \frac{P_{md}}{P_i}$$

эффективный удельный расход топлива, г /кВт ч ;

$$g_e = \frac{3600000}{H_u \cdot \eta_e}$$

Параметры термодинамического цикла Тринклера-Брайтона с возвращенной теплотой

дополнительная теплота цикла Брайтона, Дж ;

$$\Delta q = \Delta q + q_5$$

входная суммарная теплота цикла Брайтона, Дж ;

$$q_3 = q_2 + \Delta q$$

степень сжатия цикла Брайтона

$$\varepsilon_k = \sqrt[k]{\frac{R \cdot q_3}{(\rho k - 1) \cdot P_{ai} \cdot V_a \cdot c_p}}$$

цикловая масса рабочего тела, кг;

$$m = \frac{P_{ai} \cdot V_a \cdot \varepsilon_k}{R \cdot T_{ai}}$$

степень предварительного расширения в цикле Тринклера

$$\rho = \sqrt[k]{\frac{\varepsilon k^{k-1} \cdot m \cdot c_p \cdot T_{ai} \cdot (\rho k - 1) - \Delta q}{m \cdot c_v \cdot T_{ai} \cdot \varepsilon k^{k-1} \cdot \lambda} + \frac{1}{\lambda}}$$

полезная работа цикла Тринклера, Дж ;

$$L_t = m \cdot T_{ai} \cdot \varepsilon k^{k-1} \cdot \left(c_v \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot (\lambda - 1) + c_p \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot (\rho - 1) - c_v \cdot (\lambda \cdot \rho^k - 1) \right)$$

входная теплота цикла Тринклера, Дж ;

$$q_1 = m \cdot c_p \cdot T_{ai} \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \varepsilon k^{k-1} \cdot (\rho - 1) \cdot \lambda + c_v \cdot m \cdot T_{ai} \cdot \varepsilon k^{k-1} \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot (\lambda - 1)$$

выходная теплота цикла Тринклера, Дж ;

$$q_2 = \frac{q_1 \cdot (\lambda \cdot \rho^k - 1)}{\varepsilon^{k-1} \cdot (\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1))}$$

уточненная входная теплота цикла Брайтона, Дж ;

$$q_{3i} = q_2 + \Delta q$$

уточненная степень сжатия цикла, Брайтона

$$\varepsilon_{ki} = \sqrt[k]{\frac{R \cdot q_3}{(\rho k - 1) \cdot P_{ai} \cdot V_a \cdot c_p}}$$

выходная теплота цикла Брайтона, Дж ;

$$q_4 = \frac{q_{3i}}{\varepsilon_{ki}^{k-1}}$$

термический КПД цикла Тринклера-Брайтона с возвращенной теплотой

$$\eta_t = \frac{q_1 + \Delta q - q_4}{q_1 + \Delta q}$$

среднее давление цикла, МПа ;

$$P_t = \frac{L_t}{V_h \cdot 1000000}$$

давление в точке с, Па ;

$$P_c = P_{ai} \cdot \varepsilon k^k \cdot \varepsilon^k$$

давление в точке z, Па ;

$$P_z = \lambda \cdot P_{ai} \cdot \varepsilon k^k \cdot \varepsilon^k$$

уточнение степени предварительного расширения в цикле Тринклера

$$\rho_1 = \sqrt[k]{\frac{q_2}{\lambda \cdot c_v \cdot m \cdot T_{ai} \cdot \varepsilon k^{k-1} + \frac{1}{\lambda}}}$$

степень повышения давления в цикле Брайтона

$$p_{ik} = \varepsilon k i^k$$

Индикаторные параметры цикла с возвращенной теплотой

количество рабочих циклов за 1 с

$$k_c = \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot z$$

давление в точке a, Па ;

$$P_a = P_{ai} \cdot \varepsilon k^k$$

давление в точке b, Па ;

$$P_b = P_z \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^k$$

объем камеры сгорания, м³ ;

$$V_c = \frac{V_a}{\varepsilon}$$

объем в точке z, м³ ;

$$V_z = V_c \cdot \rho$$

степень расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

средний показатель политропы сжатия

$$n_c = \frac{\ln\left(\frac{P_c}{P_a}\right)}{\ln(\varepsilon)}$$

средний показатель политропы расширения

$$n_p = \frac{\ln\left(\frac{P_z}{P_b}\right)}{\ln(\delta)}$$

теоретическое среднее индикаторное давление, Па ;

$$P_{ii} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left(\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right)$$

среднее индикаторное давление, Па ;

$$P_i = \psi \cdot P_{ii}$$

индикаторная работа за цикл, Дж/цикл ;

$$L_i = \frac{\psi \cdot P_c \cdot V_h}{\varepsilon - 1} \cdot \left(\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}} \right) - \frac{1}{n_c - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}} \right) \right)$$

среднее индикаторное давление(проверка), МПа ;

$$P_i = \frac{L_i}{V_h \cdot 1000000}$$

индикаторная мощность, кВт ;

$$N_i = \frac{k_c \cdot L_i}{1000}$$

индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{3600 \cdot N_i \cdot 1000}{G_t \cdot H_u}$$

индикаторный удельный расход топлива, г /кВт*ч ;

$$g_i = \frac{G_t \cdot 1000}{N_i}$$

Механические потери цикла с возвращенной теплотой

средняя скорость поршня, м /с;

$$v_{psr} = \frac{S \cdot n}{30000}$$

среднее давление механических потерь, МПа ;

$$P_{md} = 0.06 + 0.15 \cdot \frac{n}{n_n}$$

работа механических потерь за цикл, Дж/цикл ;

$$L_{md} = P_{md} \cdot V_h \cdot 1000000$$

мощность механических потерь, кВт;

$$N_{md} = \frac{k_c \cdot L_{md}}{1000}$$

среднее давление механических потерь (проверка), МПа;

$$P_m = 0.089 + 0.0118 \cdot v_{psr}$$

Эффективные параметры цикла с возвращенной теплотой

цикловая эффективная работа, Дж /цикл;

$$L_e = L_i - L_{md}$$

эффективная мощность, кВт ;

$$N_e = \frac{k_c \cdot L_e}{1000}$$

эффективный КПД

$$\eta_e = \frac{3600000 \cdot N_e}{G_t \cdot H_u}$$

механический КПД

$$\eta_m = 1 - \frac{P_{md}}{P_i}$$

эффективный удельный расход топлива, г /кВт ч ;

$$g_e = \frac{3600000}{H_u \cdot \eta_e}$$

Параметры термодинамического цикла Тринклера-Брайтона с дополнительной теплотой

дополнительная теплота цикла Брайтона, Дж ;

$$\Delta q = \Delta q + H_u \cdot g_{vt}$$

входная суммарная теплота цикла Брайтона, Дж ;

$$q_3 = q_2 + \Delta q$$

степень сжатия цикла Брайтона

$$\varepsilon_k = \sqrt[k]{\frac{R \cdot q_3}{(\rho_k - 1) \cdot P_{ai} \cdot V_a \cdot c_p}}$$

цикловая масса рабочего тела, кг ;

$$m = \frac{P_{ai} \cdot V_a \cdot \varepsilon_k}{R \cdot T_{ai}}$$

степень предварительного расширения в цикле Тринклера

$$\rho = \sqrt[k]{\frac{\varepsilon_k^{k-1} \cdot m \cdot c_p \cdot T_{ai} \cdot (\rho_k - 1) - \Delta q}{m \cdot c_v \cdot T_{ai} \cdot \varepsilon_k^{k-1} \cdot \lambda} + \frac{1}{\lambda}}$$

полезная работа цикла Тринклера, Дж ;

$$L_t = m \cdot T_{ai} \cdot \varepsilon_k^{k-1} \cdot \left(c_v \cdot \varepsilon_k^{k-1} \cdot (\lambda - 1) + c_p \cdot \varepsilon_k^{k-1} \cdot \lambda \cdot (\rho - 1) - c_v \cdot (\lambda \cdot \rho^k - 1) \right)$$

входная теплота цикла Тринклера, Дж ;

$$q_1 = m \cdot c_p \cdot T_{ai} \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot \varepsilon k^{k-1} \cdot (\rho - 1) \cdot \lambda + c_v \cdot m \cdot T_{ai} \cdot \varepsilon k^{k-1} \cdot \varepsilon^{k-1} \cdot (\lambda - 1)$$

выходная теплота цикла Тринклера, Дж ;

$$q_2 = \frac{q_1 \cdot (\lambda \cdot \rho^k - 1)}{\varepsilon^{k-1} \cdot (\lambda - 1 + k \cdot \lambda \cdot (\rho - 1))}$$

уточненная входная теплота цикла Брайтона, Дж ;

$$q_{3i} = q_2 + \Delta q$$

уточненная степень сжатия цикла Брайтона

$$\varepsilon_{ki} = \sqrt[k]{\frac{R \cdot q_3}{(\rho k - 1) \cdot P_{ai} \cdot V_a \cdot c_p}}$$

выходная теплота цикла Брайтона, Дж ;

$$q_4 = \frac{q_{3i}}{\varepsilon_{ki}^{k-1}}$$

термический КПД цикла Тринклера-Брайтона с дополнительной теплотой

$$\eta_t = \frac{q_1 + \Delta q - q_4}{q_1 + \Delta q}$$

среднее давление цикла, МПа ;

$$P_t = \frac{L_t}{V_h \cdot 1000000}$$

давление в точке с, Па ;

$$P_c = \frac{P_{ai} \cdot \varepsilon k^k \cdot \varepsilon^k}{1}$$

давление в точке z, Па ;

$$P_z = \frac{\lambda \cdot P_{ai} \cdot \varepsilon k^k \cdot \varepsilon^k}{1}$$

уточнение степени предварительного расширения в цикле Тринклера

$$\rho_1 = \sqrt[k]{\frac{q_2}{\lambda \cdot c_v \cdot m \cdot T_{ai} \cdot \varepsilon k^{k-1}} + \frac{1}{\lambda}}$$

степень повышения давления в цикле Брайтона

$$p_{ik} = \varepsilon_{ki}^k$$

Индикаторные параметры цикла с дополнительной теплотой

количество рабочих циклов за 1 с

$$k_c = \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{\tau} \cdot z$$

давление в точке a, Па ;

$$P_a = P_{ai} \cdot \varepsilon k^k$$

давление в точке b, Па ;

$$P_b = P_z \cdot \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^k$$

объем камеры сгорания, м³;

$$V_c = \frac{V_a}{\varepsilon}$$

объем в точке z, м³;

$$V_z = V_c \cdot \rho$$

степень расширения

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho}$$

средний показатель политропы сжатия

$$n_c = \frac{\ln\left(\frac{P_c}{P_a}\right)}{\ln(\varepsilon)}$$

средний показатель политропы расширения

$$n_p = \frac{\ln\left(\frac{P_z}{P_b}\right)}{\ln(\delta)}$$

теоретическое среднее индикаторное давление, Па ;

$$P_{ii} = \frac{P_c}{\varepsilon - 1} \cdot \left(\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}}\right) - \frac{1}{n_c - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}}\right) \right)$$

среднее индикаторное давление, Па ;

$$P_i = \psi \cdot P_{ii}$$

индикаторная работа за цикл, Дж/цикл ;

$$L_i = \frac{\psi \cdot P_c \cdot V_h}{\varepsilon - 1} \cdot \left(\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_p - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_p - 1}}\right) - \frac{1}{n_c - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_c - 1}}\right) \right)$$

среднее индикаторное давление(проверка), МПа ;

$$P_i = \frac{L_i}{V_h \cdot 1000000}$$

индикаторная мощность, кВт ;

$$N_i = \frac{k_c \cdot L_i}{1000}$$

индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{3600 \cdot N_i \cdot 1000}{G_t \cdot H_u}$$

индикаторный удельный расход топлива, г /кВт*ч ;

$$g_i = \frac{G_t \cdot 1000}{N_i}$$

Механические потери цикла с дополнительной теплотой

средняя скорость поршня, м /с ;

$$v_{psr} = \frac{S \cdot n}{30000}$$

среднее давление механических потерь, МПа ;

$$P_{md} = 0.06 + 0.15 \cdot \frac{n}{nn}$$

работа механических потерь за цикл, Дж/цикл ;

$$L_{md} = P_{md} \cdot V_h \cdot 1000000$$

мощность механических потерь, кВт ;

$$N_{md} = \frac{k_c \cdot L_{md}}{1000}$$

среднее давление механических потерь (проверка), МПа ;

$$P_m = 0.089 + 0.0118 \cdot v_{psr}$$

Эффективные параметры цикла с дополнительной теплотой

цикловая эффективная работа, Дж /цикл;

$$L_e = L_i - L_{md}$$

среднее эффективное давление, МПа

$$P_e = \frac{L_e}{V_h \cdot 1000000}$$

эффективная мощность, кВт ;

$$N_e = \frac{k_c \cdot L_e}{1000}$$

Температура начала сжатия, К

$$T_a = T_{ai} \cdot \varepsilon_k^{k-1}$$

Расход рабочего тела, кг/с

$$G_{og} = k_c \cdot m$$

Коэффициент избытка воздуха

$$\alpha = \frac{P_a \cdot 3600000 \cdot N_e}{P_e \cdot T_a \cdot l_o \cdot R \cdot 10^6 \cdot G_t}$$

Расход основного топлива (в цикле Тринклера), кг/ч

$$G_t = \frac{G_{og}}{\alpha \cdot l_o + 1} \cdot 3600$$

эффективный КПД

$$\eta_e = \frac{3600000 \cdot N_e}{(G_t + v_t) \cdot H_u}$$

механический КПД

$$\eta_m = 1 - \frac{P_{md}}{P_i}$$

эффективный удельный расход топлива, г /кВт ч;

$$g_e = \frac{3600000}{H_u \cdot \eta_e}$$

2.2.2 Результаты расчета параметров термодинамических циклов

Расчет проведен для серии дизелей различной размерности. Сравнение величин термического КПД в зависимости от циклового наполнения показаны на рис. 39...45.

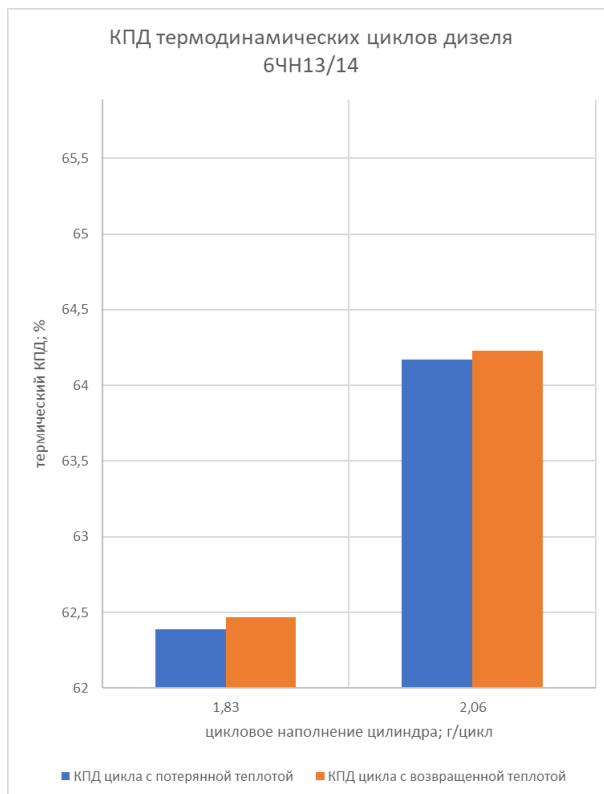


Рисунок 39-Термический КПД ($V_h=1,86$ л, $\epsilon=17,5$)

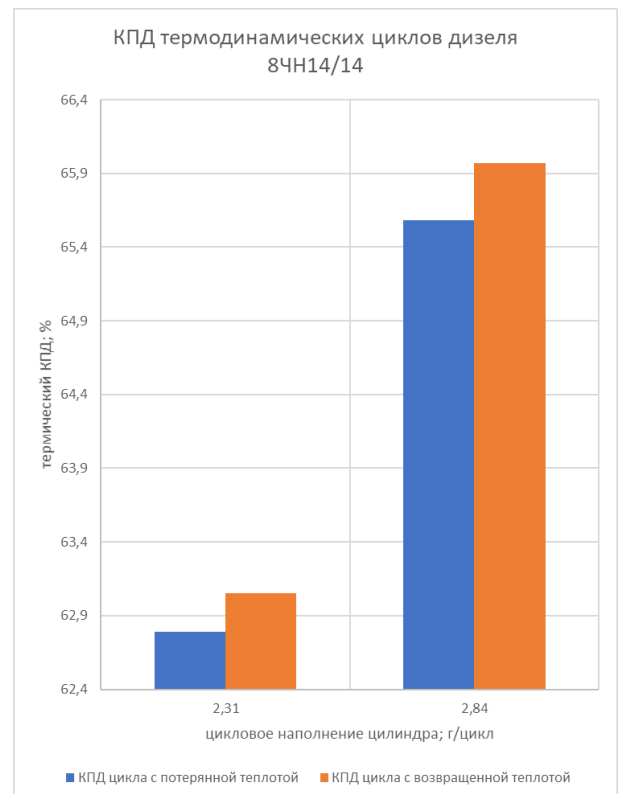


Рисунок 40-Термический КПД ($V_h=2,2$ л, $\epsilon=15,5$)

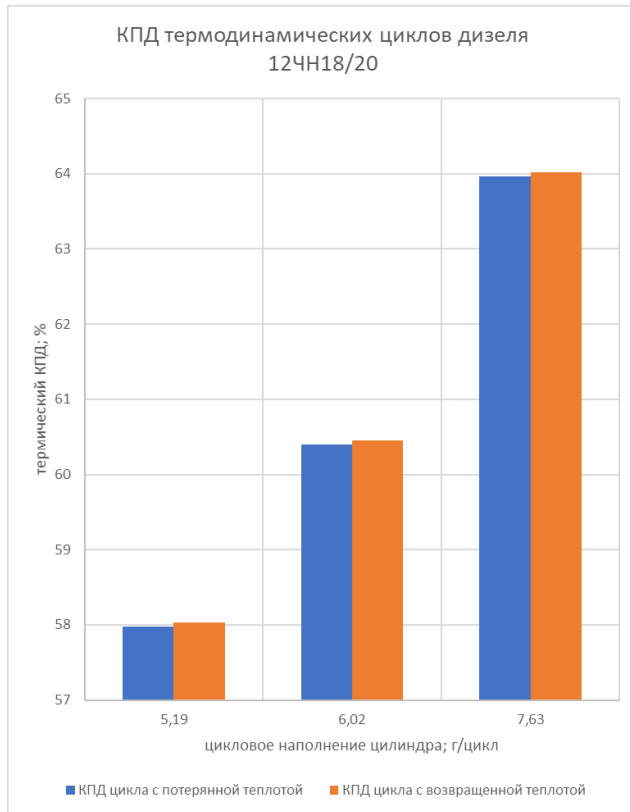


Рисунок 41-Термический КПД ($V_h=1,47$ л, $\epsilon=16,8$)

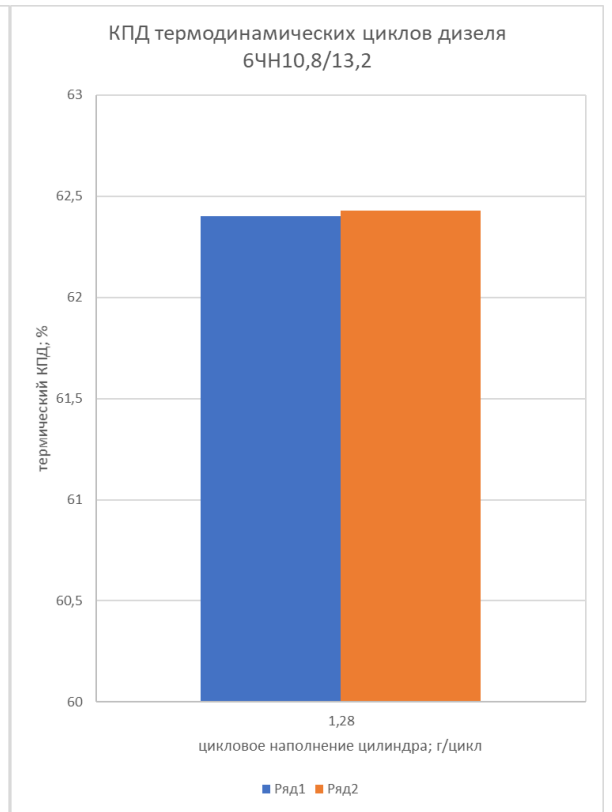


Рисунок 42-Термический КПД ($V_h=1,21$ л, $\epsilon=15,5$)

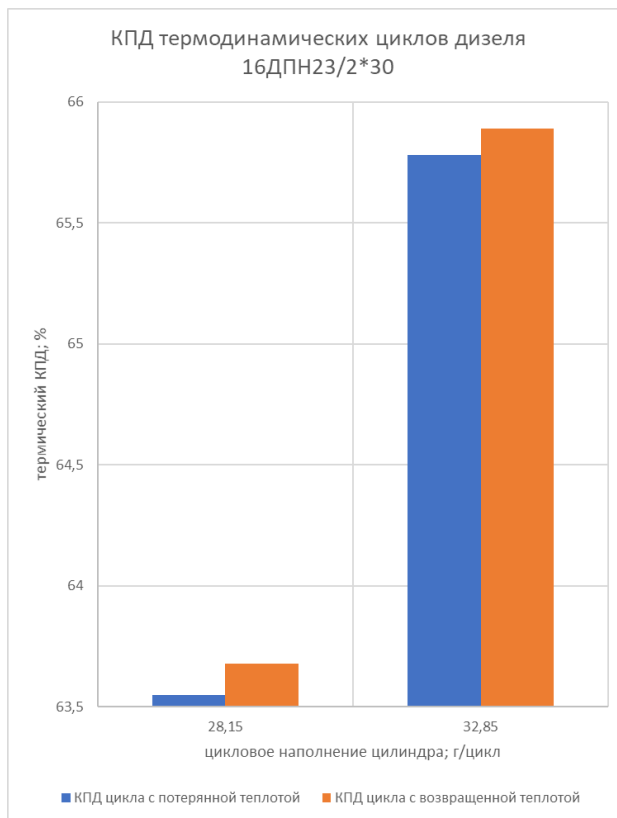


Рисунок 43-Термический КПД ($V_h=24,9$ л, $\epsilon=15$)

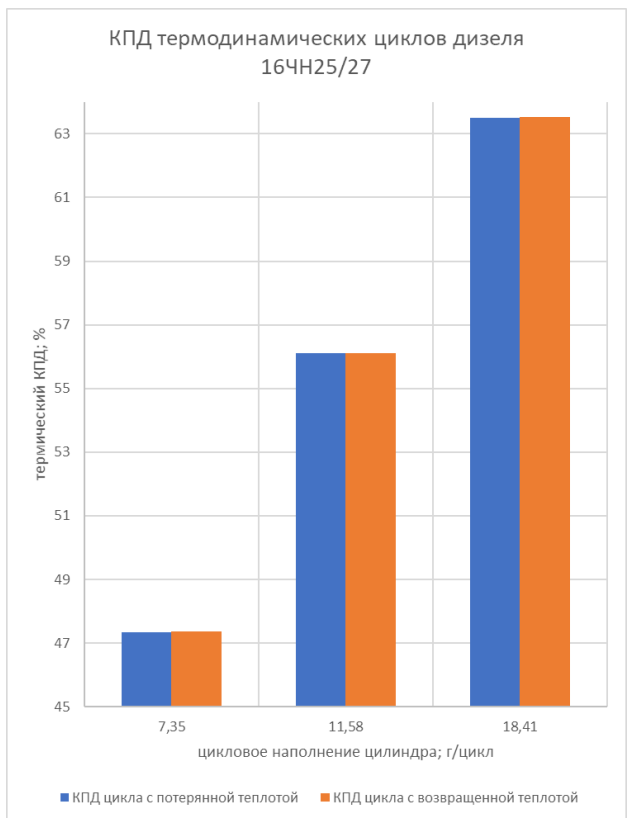


Рисунок 44-Термический КПД ($V_h=13,2$ л, $\epsilon=13,5$)

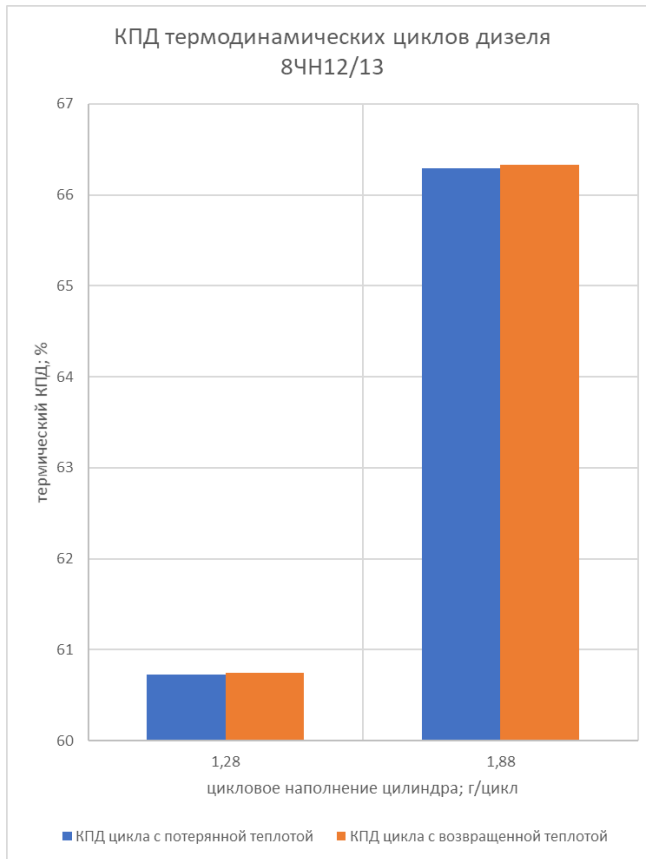


Рисунок 45-Термический КПД ($V_h=1,47$ л, $\epsilon=16,8$)

Из приведенных диаграмм следует вывод- возвращенная в рабочий цикл теплота несгоревшего в цилиндрах ДВС топлива незначительно повышает термический КПД. Полученная максимальная расчетная относительная разница в КПД циклов с возвращенной теплотой и потерянной теплотой составляет всего 0,6%. Процессы сгорания в современных двигателях достаточно совершенны.

2.2.3 Результаты расчета эффективных параметров

На рис. 46...56 приведены внешние скоростные характеристики различных дизелей, построенные по результатам испытаний, а также расчетные характеристики эффективных параметров- внешние скоростные характеристики, зависимости удельных расходов для циклов с возвращенной теплотой и дополнительной теплотой. Результаты испытаний обозначены как параметры с потерянной теплотой.

2.2.3.1 Эффективные параметры дизеля 6ЧН13/14 ($iV_h=11,15$ л, $\epsilon=17,5$, $N_e=214$ кВт)

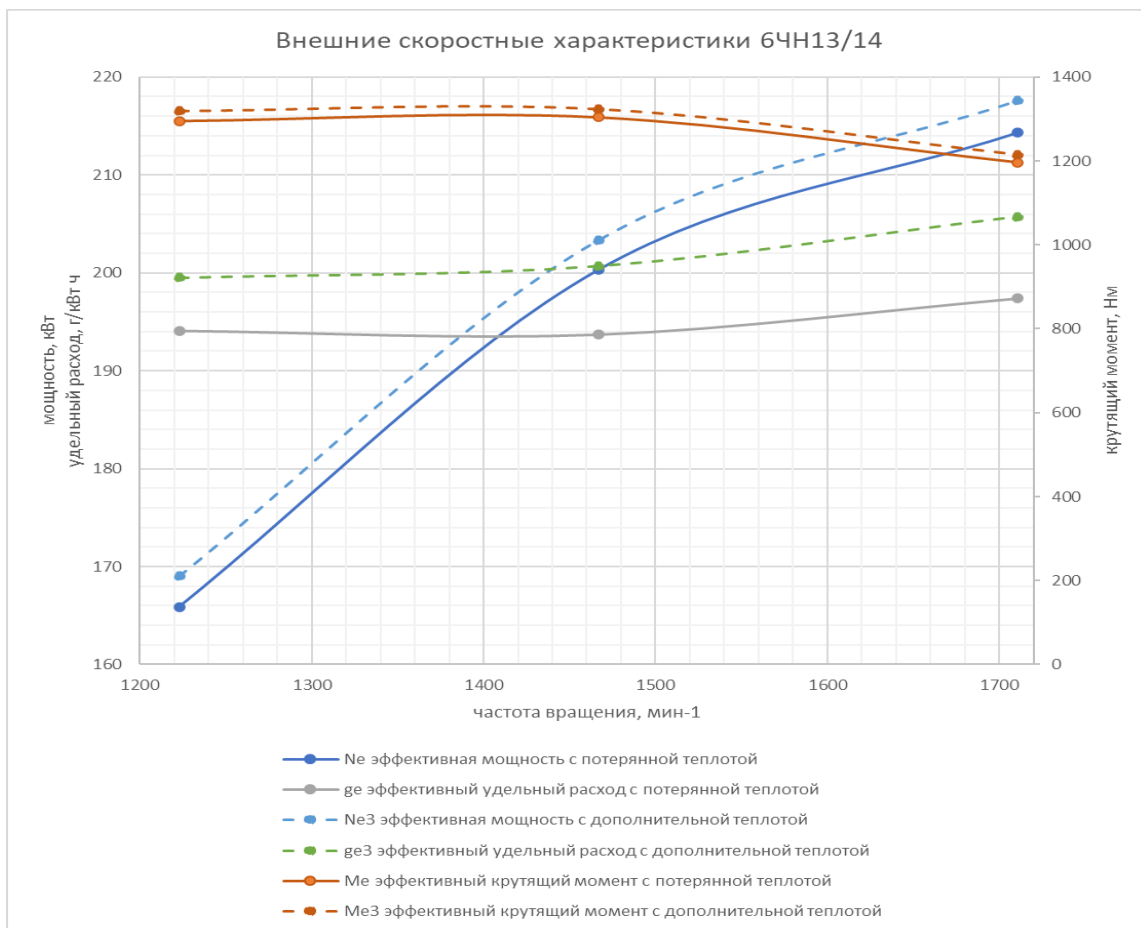


Рисунок 46- Результаты расчета эффективных параметров 6ЧН13/14

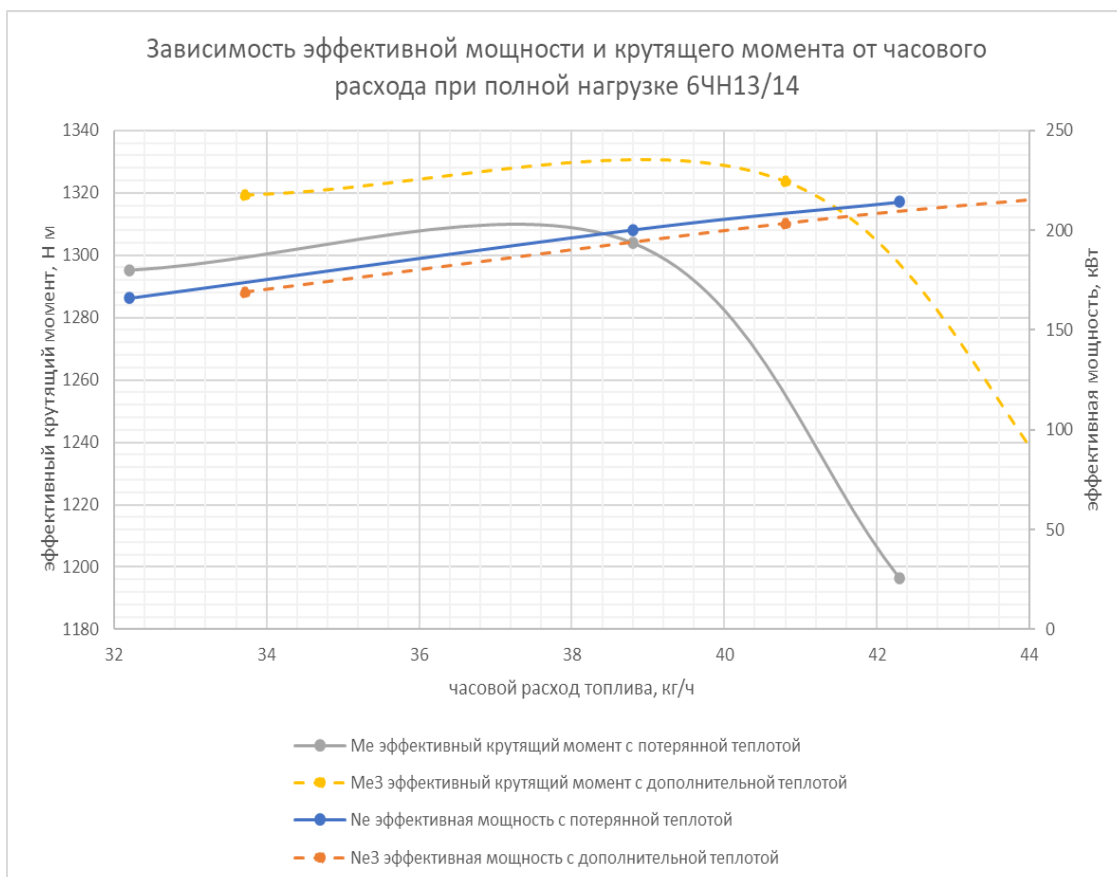


Рисунок 47- Результаты расчета эффективных параметров 6ЧН13/14

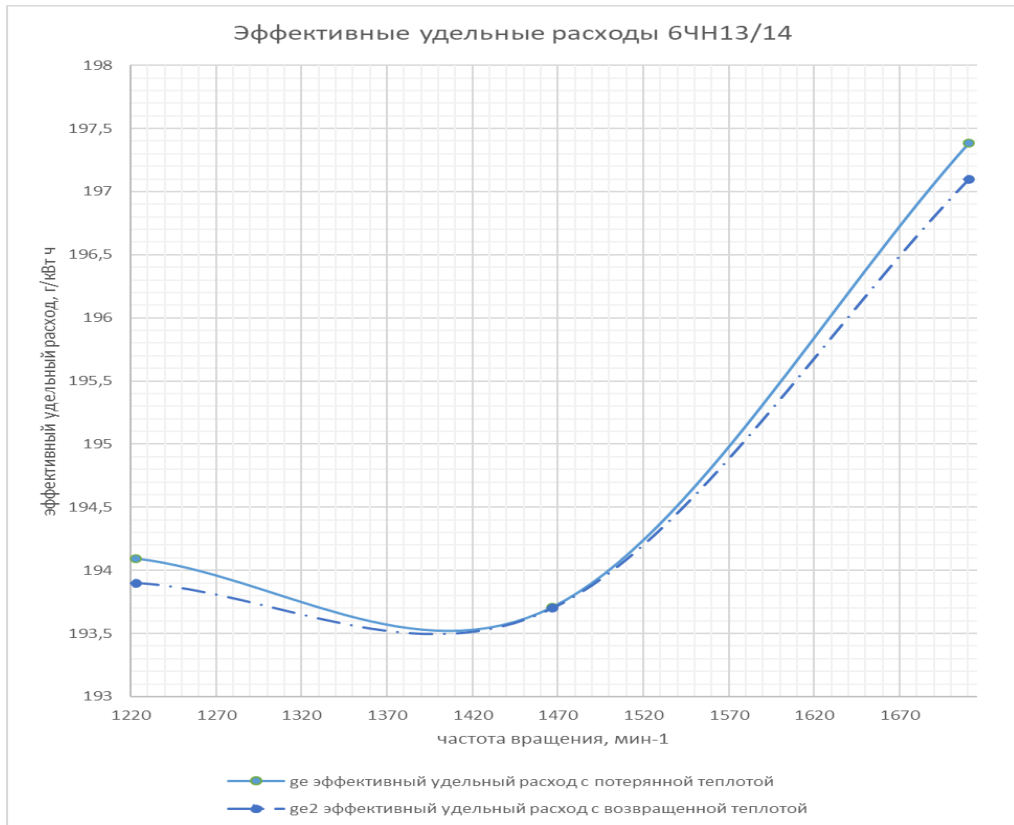


Рисунок 48- Результаты расчета эффективных параметров 6ЧН13/14

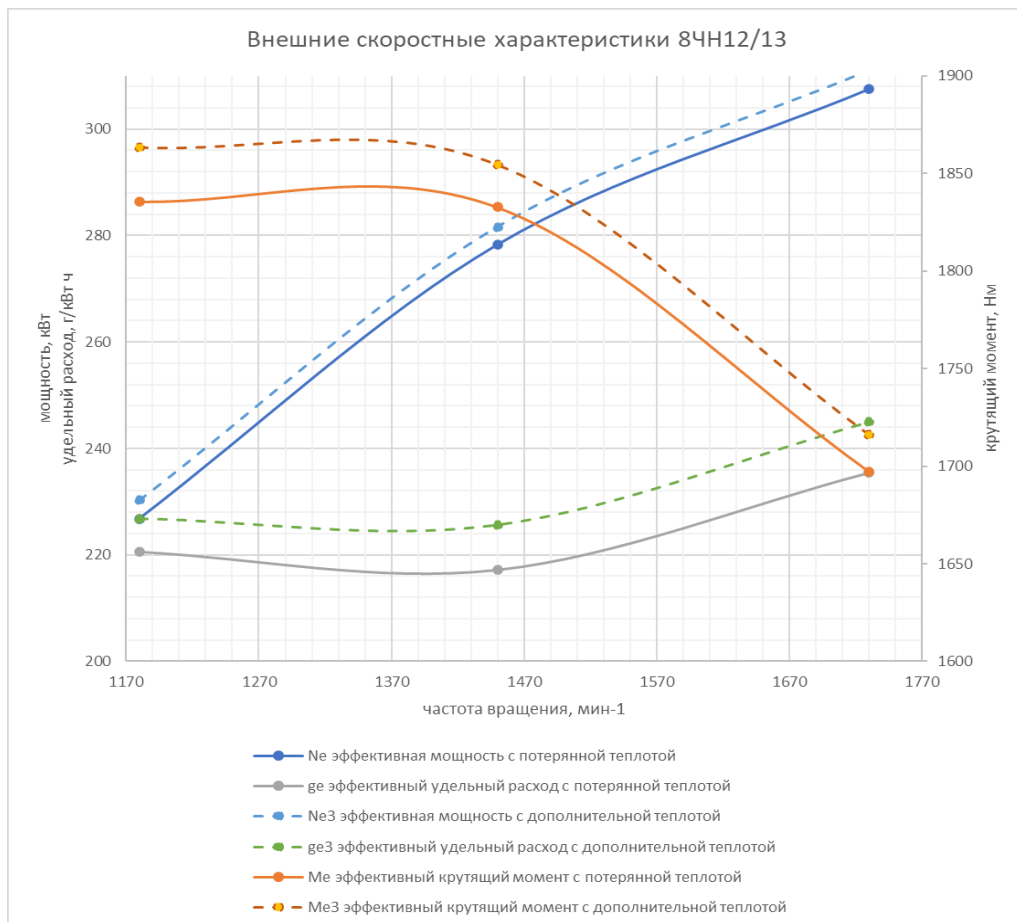
2.2.3.2 Эффективные параметры дизеля 8ЧН12/13 ($iV_h=11,76$ л, $\varepsilon=16,8$, $N_e=307$ кВт)

Рисунок 49- Результаты расчета эффективных параметров 8ЧН12/13

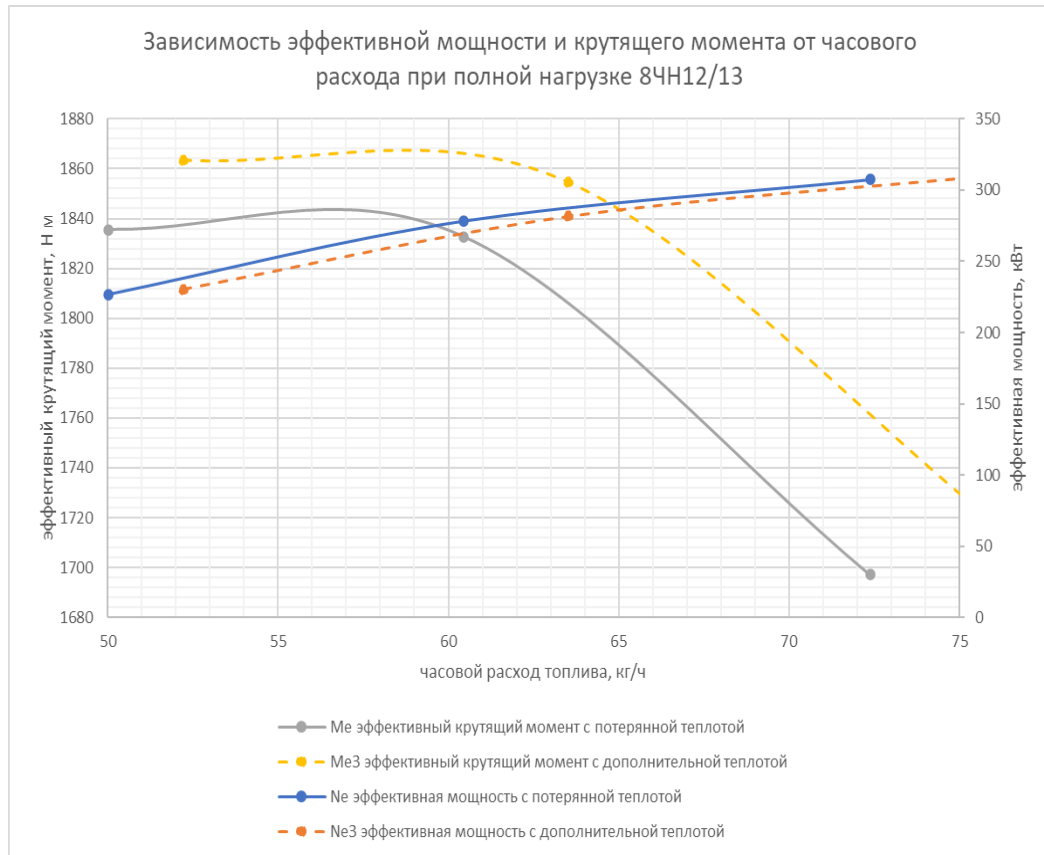


Рисунок 50- Результаты расчета эффективных параметров 8ЧН12/13

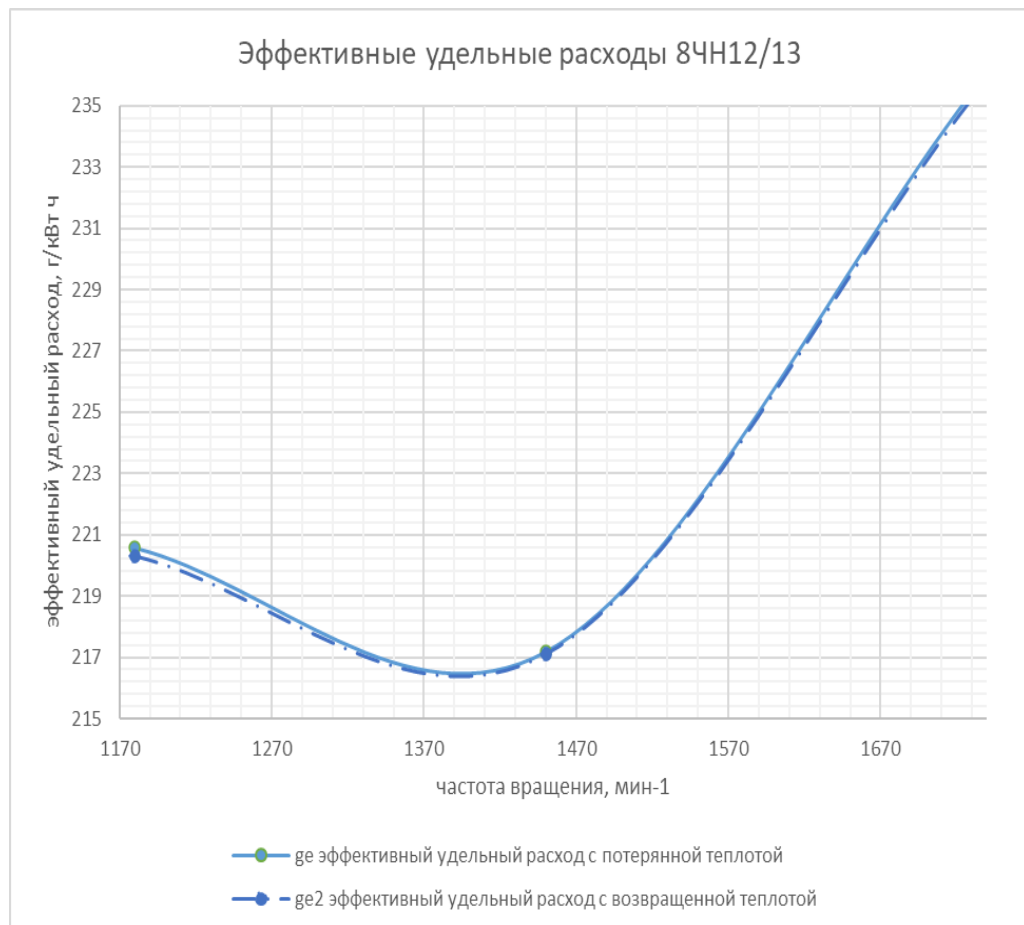


Рисунок 51- Результаты расчета эффективных параметров 8ЧН12/13

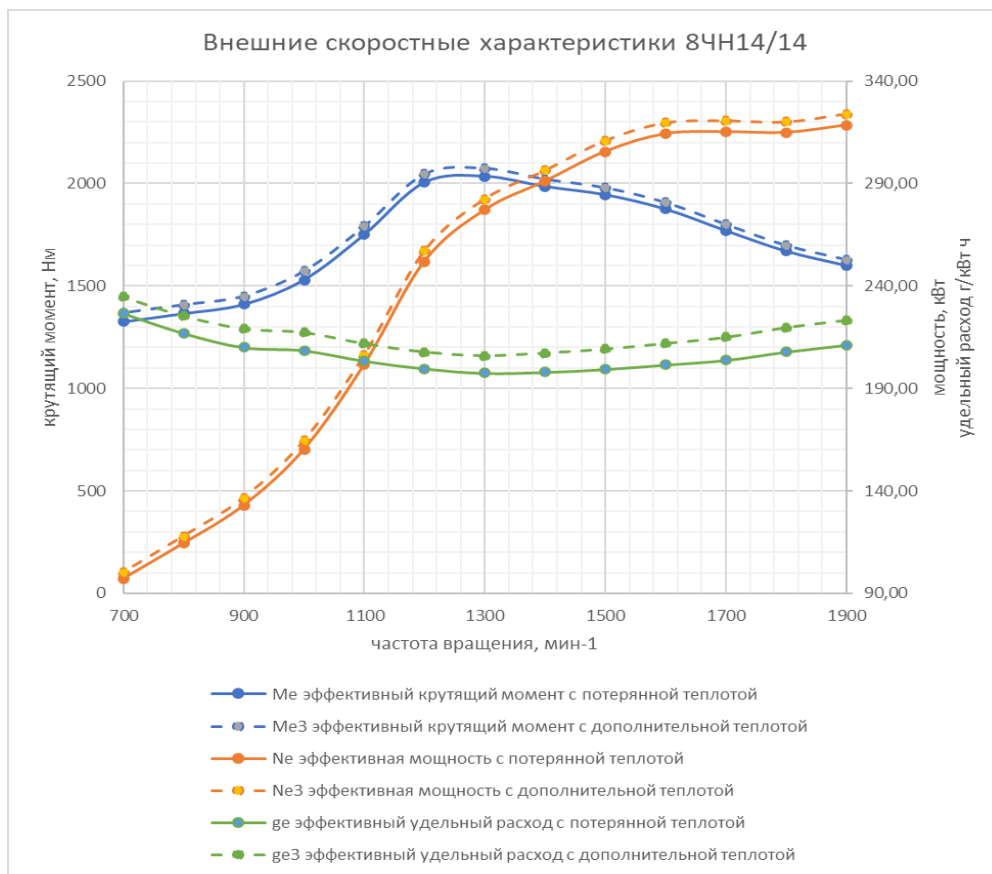
2.2.3.3 Эффективные параметры дизеля 8ЧН14/14 ($iV_h=17,24$ л, $\epsilon=15,5$, $N_e=318$ кВт)

Рисунок 52- Результаты расчета эффективных параметров 8ЧН14/14

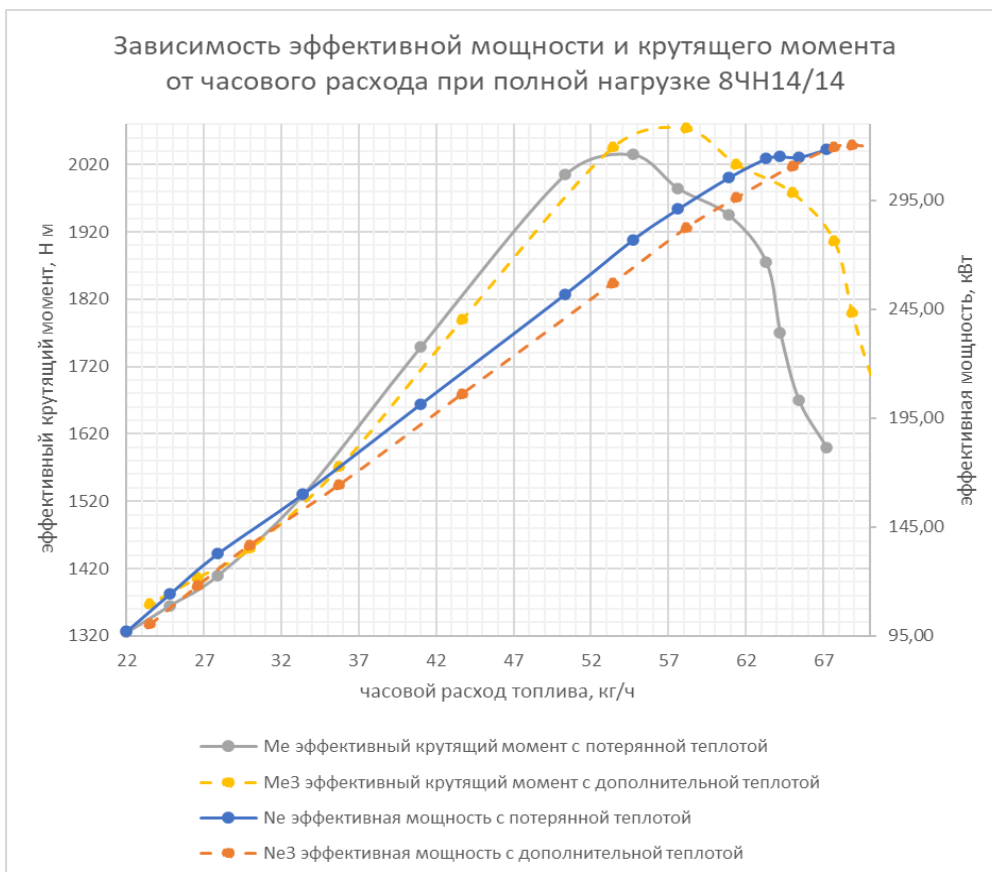


Рисунок 53– Результаты расчета эффективных параметров 8ЧН14/14

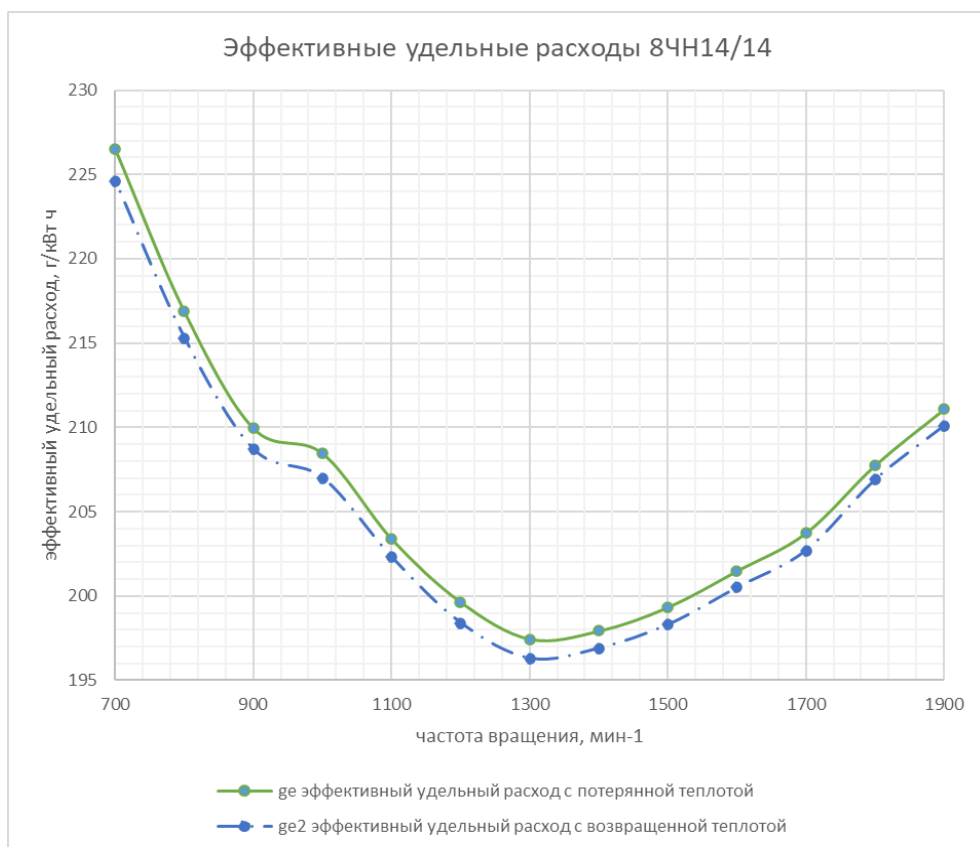


Рисунок 54- Результаты расчета эффективных параметров 8ЧН14/14

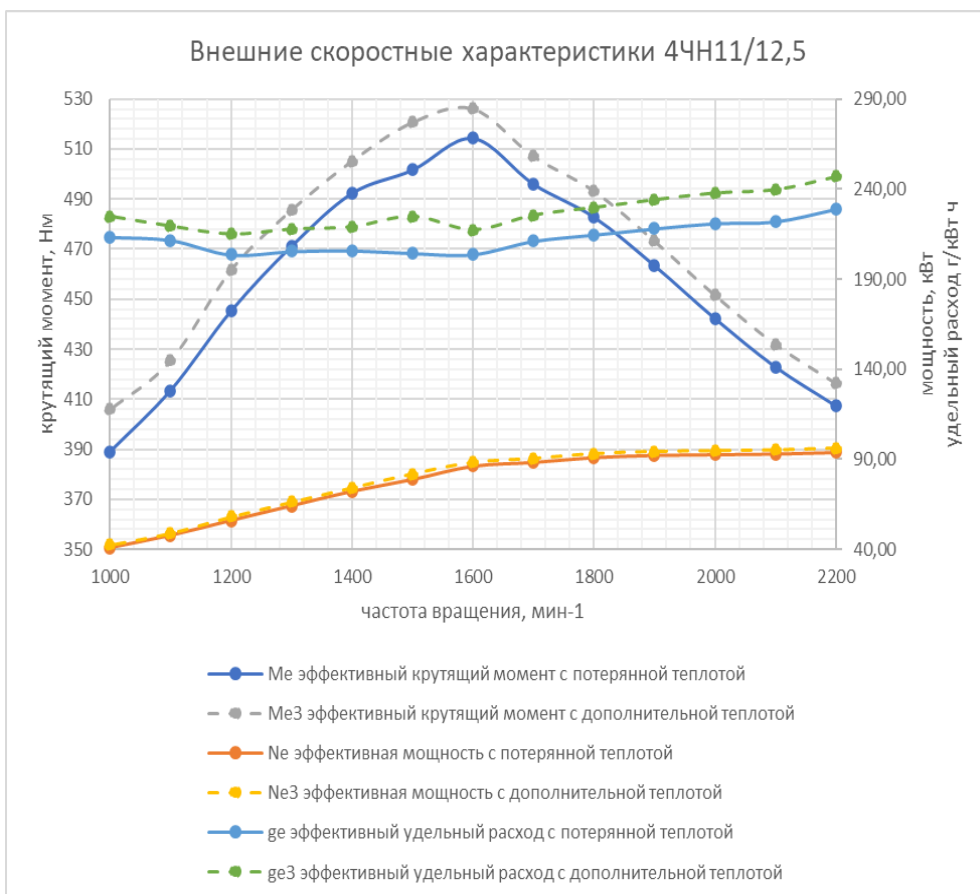
2.2.3.4 Эффективные параметры дизеля 4ЧН11/12,5 ($iV_h=4,74$ л, $\varepsilon=17$, $N_e=94$ кВт)

Рисунок 55– Результаты расчета эффективных параметров 4ЧН11/12,5

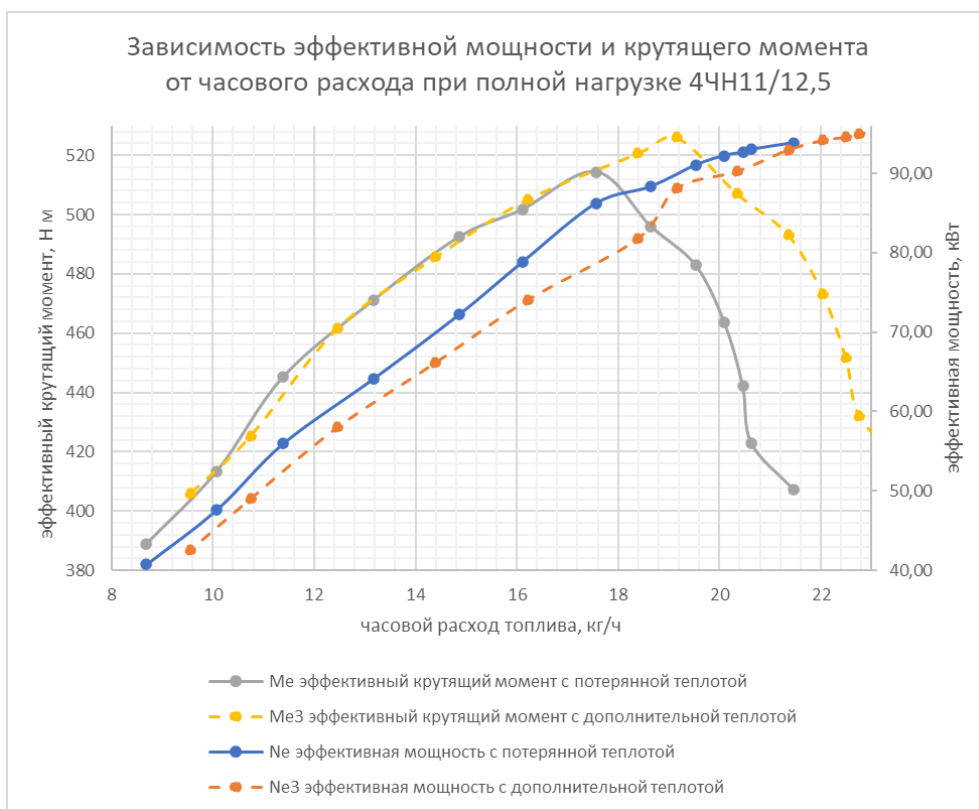


Рисунок 56– Результаты расчета эффективных параметров 4ЧН11/12,5

2.2.3.5 Результаты расчета эффективных параметров дизеля 6ЧН13/14 для разных значений нагрузки на рис.57...64.

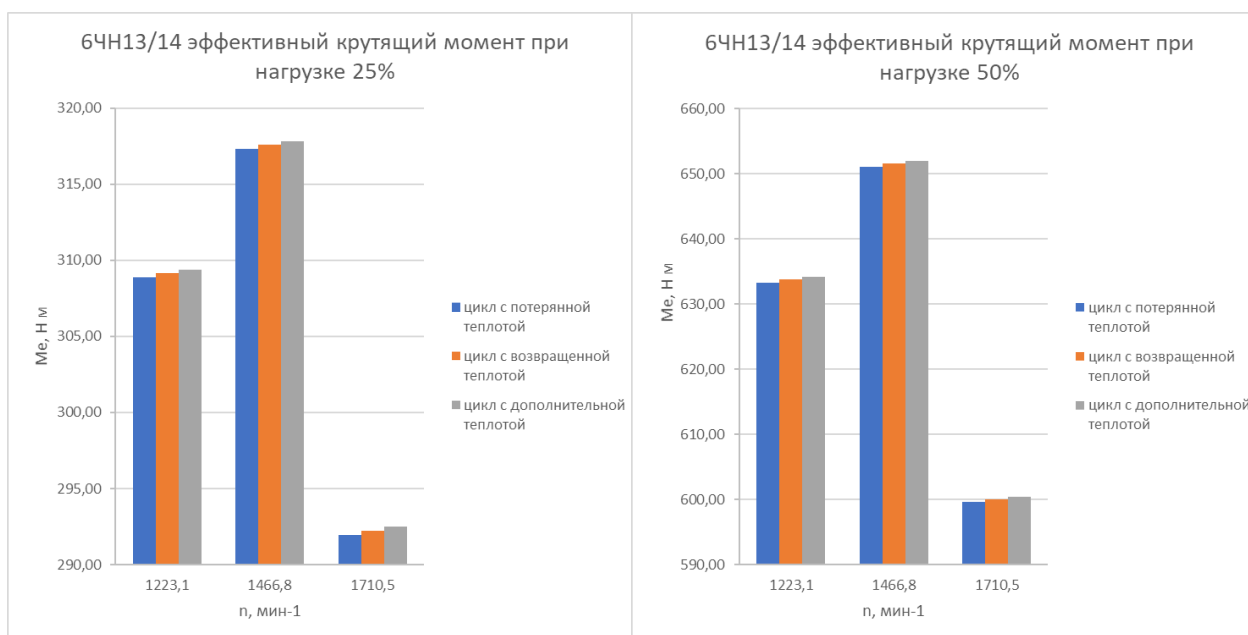


Рисунок 57–Эффективный крутящий момент при нагрузке 25%

Рисунок 58–Эффективный крутящий момент при нагрузке 50%

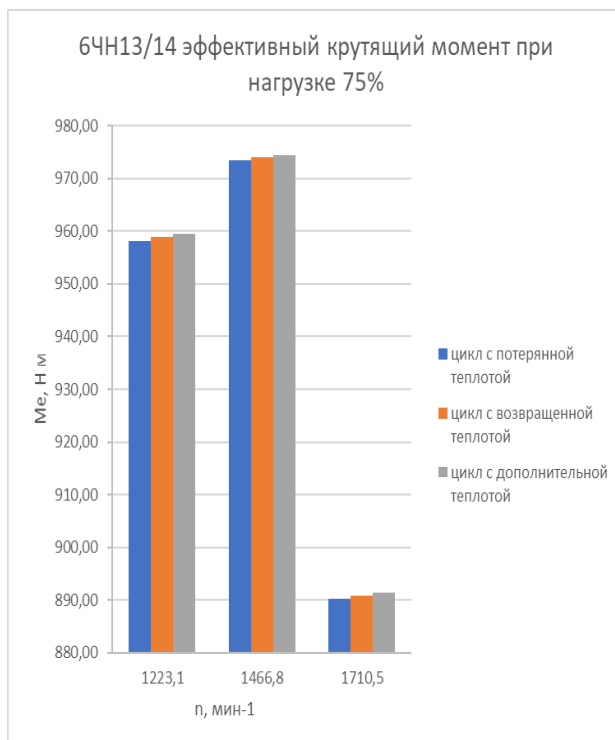


Рисунок 59-Эффективный крутящий момент при нагрузке 75%

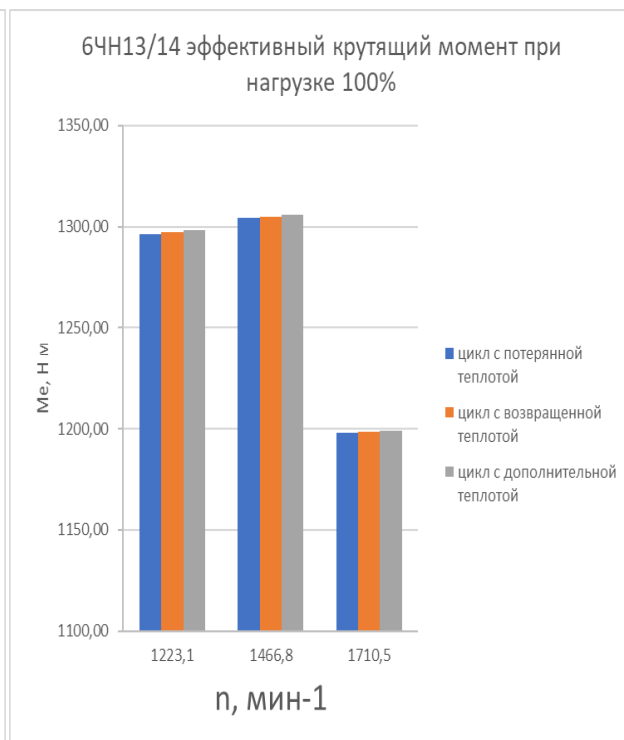


Рисунок 60-Эффективный крутящий момент при нагрузке 100%

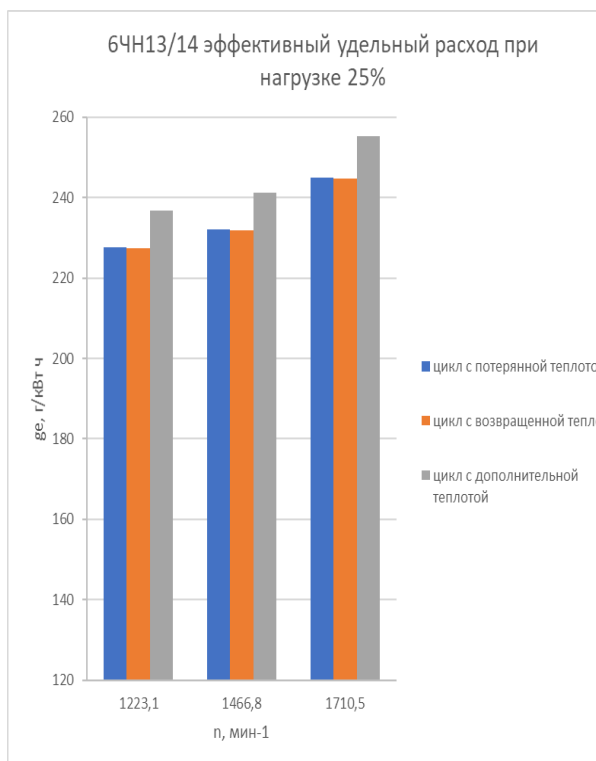


Рисунок 61-Эффективный удельный расход при нагрузке 25%

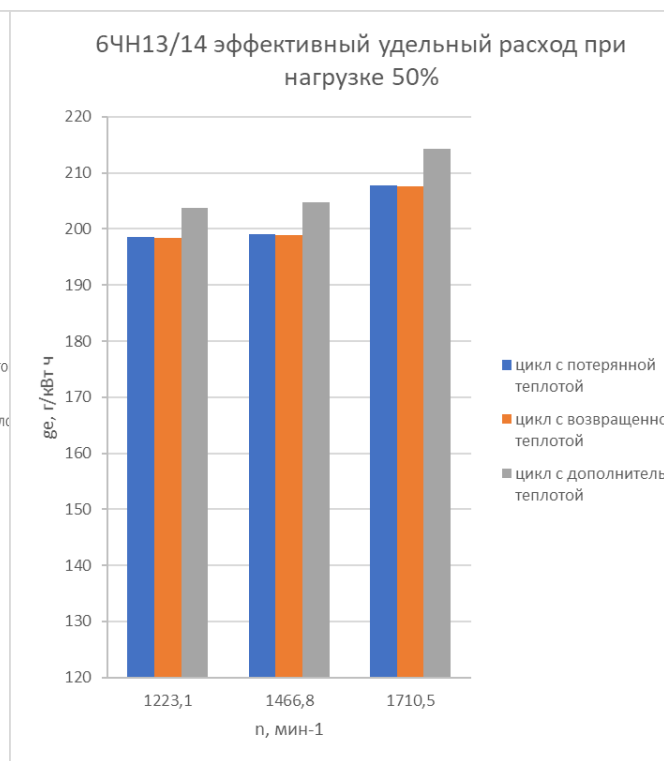


Рисунок 62-Эффективный удельный расход при нагрузке 50%

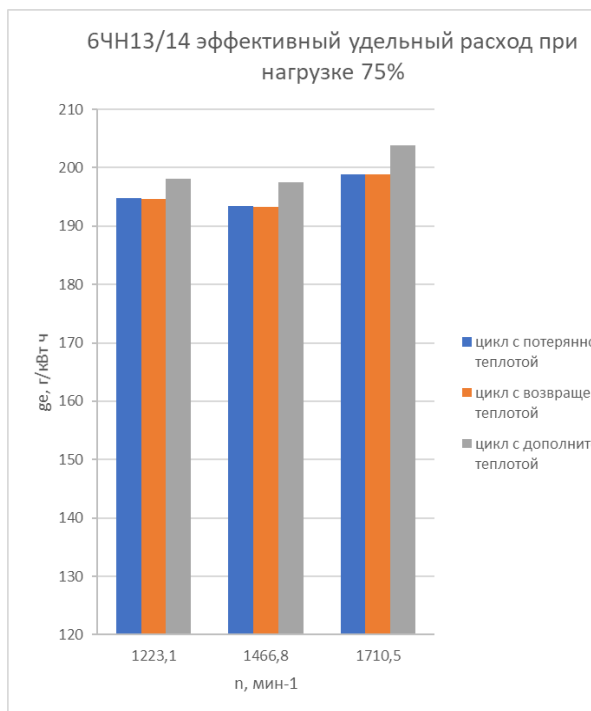


Рисунок 63-Эффективный удельный расход при нагрузке 75%

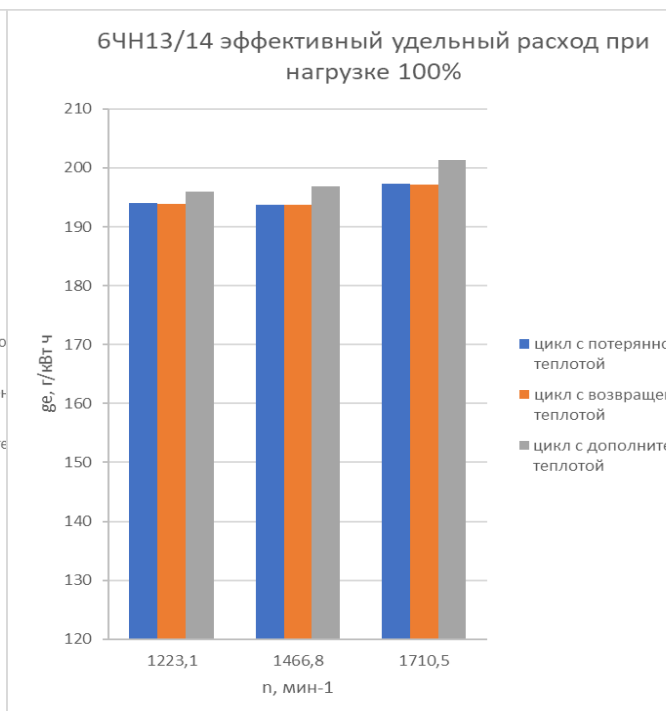


Рисунок 64-Эффективный удельный расход при нагрузке 100%

2.2.3.6 Результаты расчета влияния расхода вторичного топлива (дополнительной теплоты) на эффективные показатели дизеля 6ЧН13/14 на рис.65...68 и дизеля 6ЧН10,8/13,2 на рис.69...72.

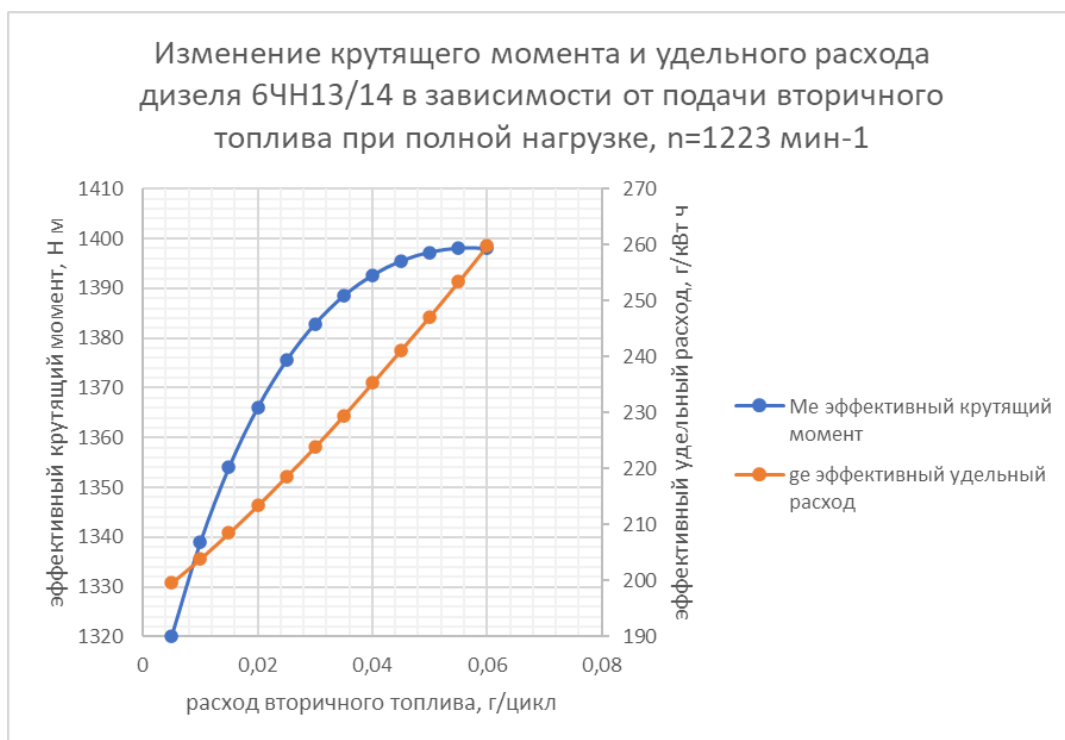
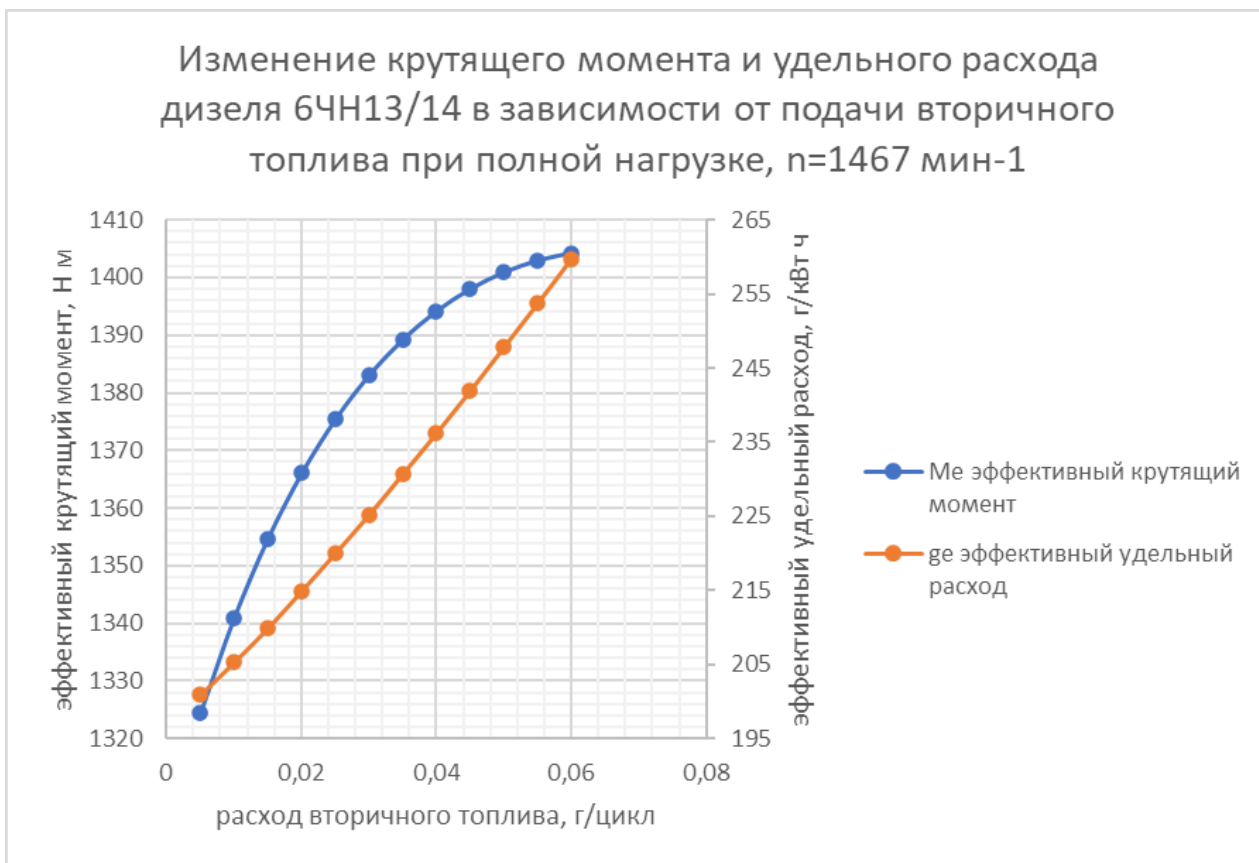
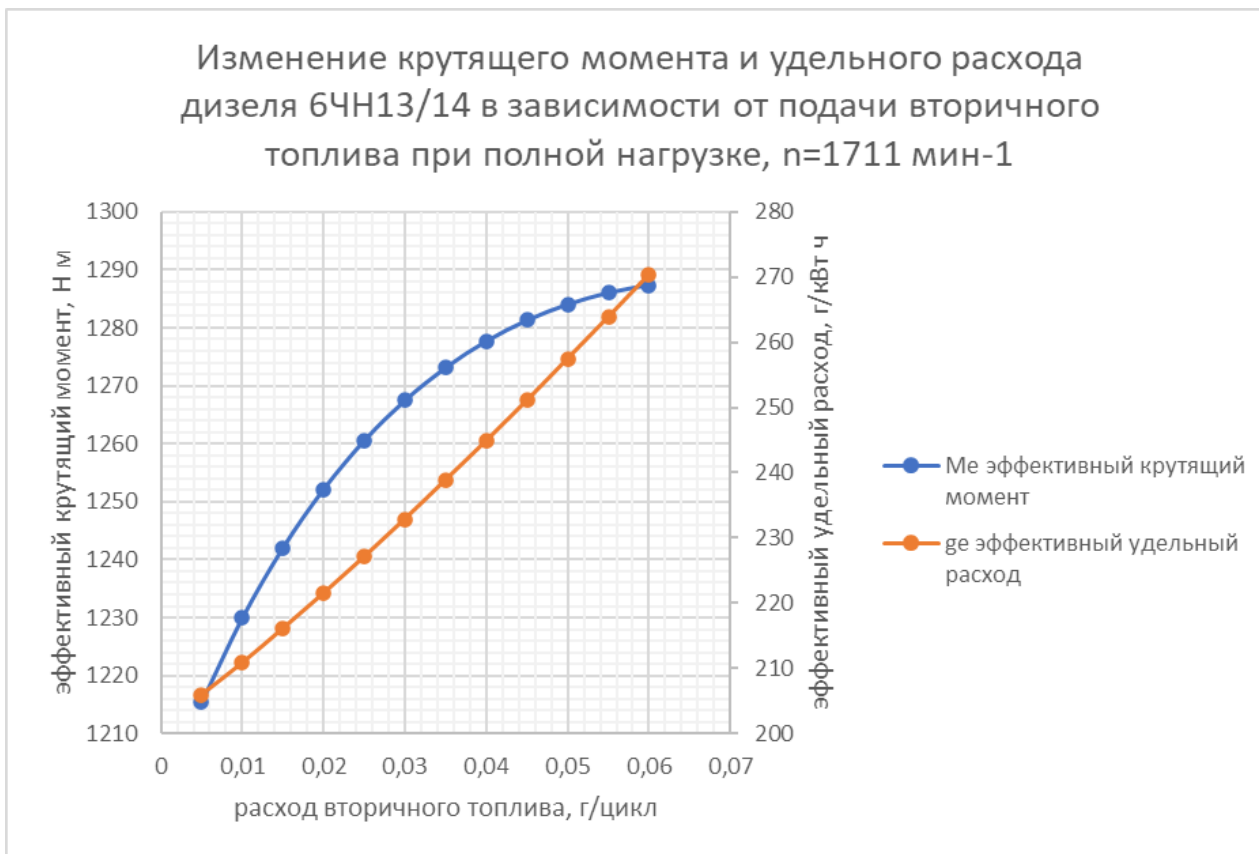


Рисунок 65-Эффективные показатели 6ЧН13/14 при частоте вращения 1223 мин⁻¹

Рисунок 66-Эффективные показатели 6ЧН13/14 при частоте вращения 1467 мин⁻¹Рисунок 67-Эффективные показатели 6ЧН13/14 при частоте вращения 1711 мин⁻¹

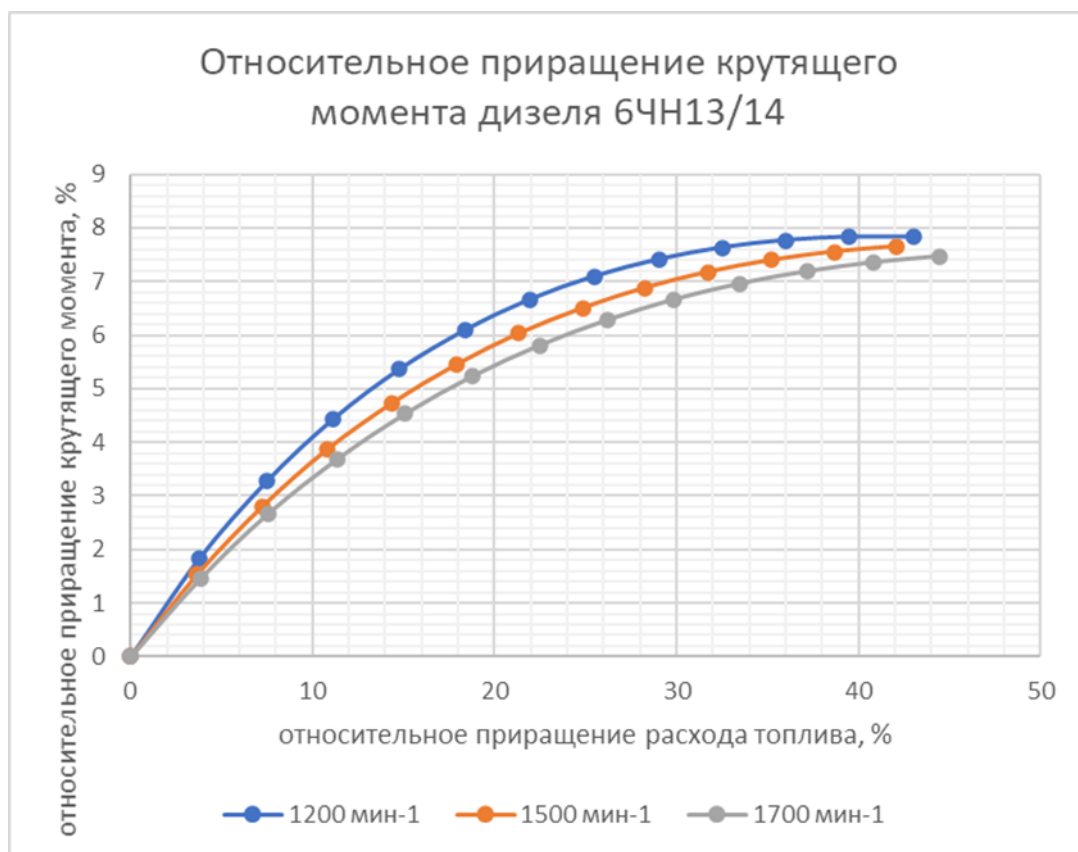


Рисунок 68-Зависимость приращения крутящего момента от приращения расхода топлива дизеля 6ЧН13/14

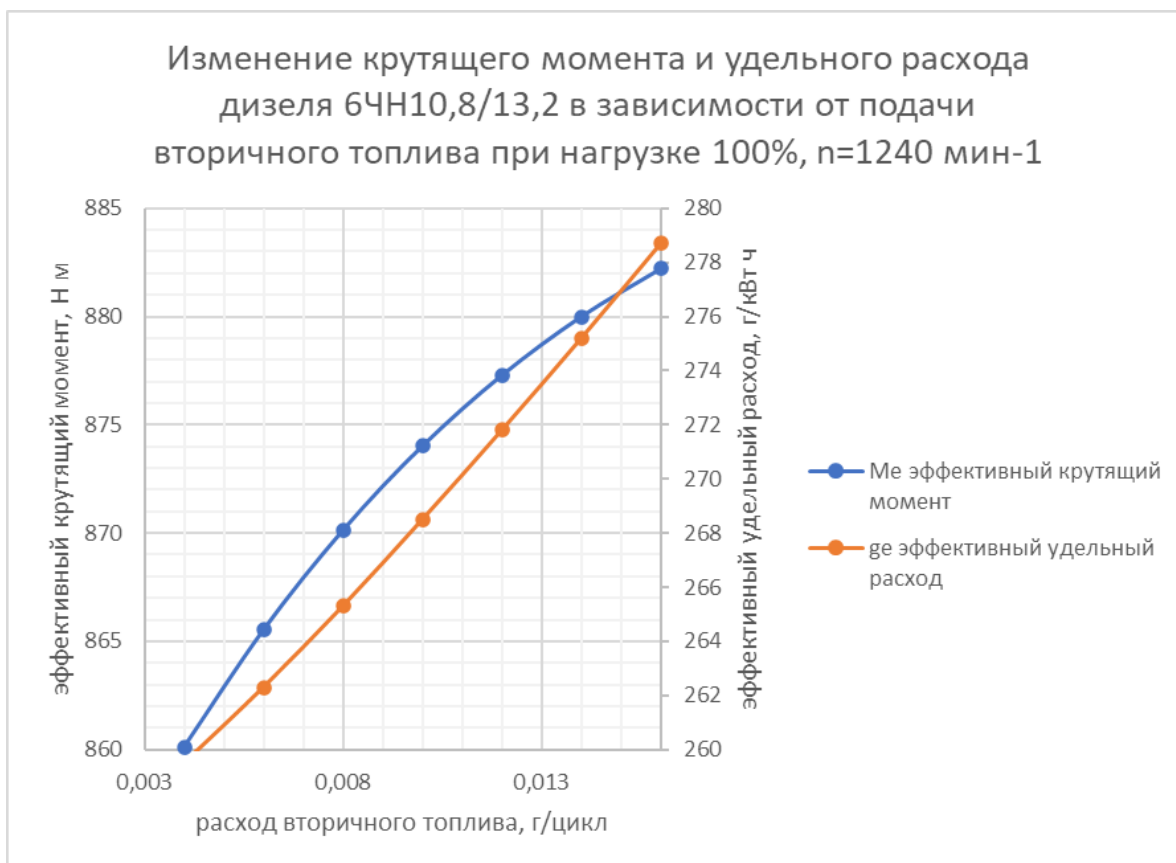
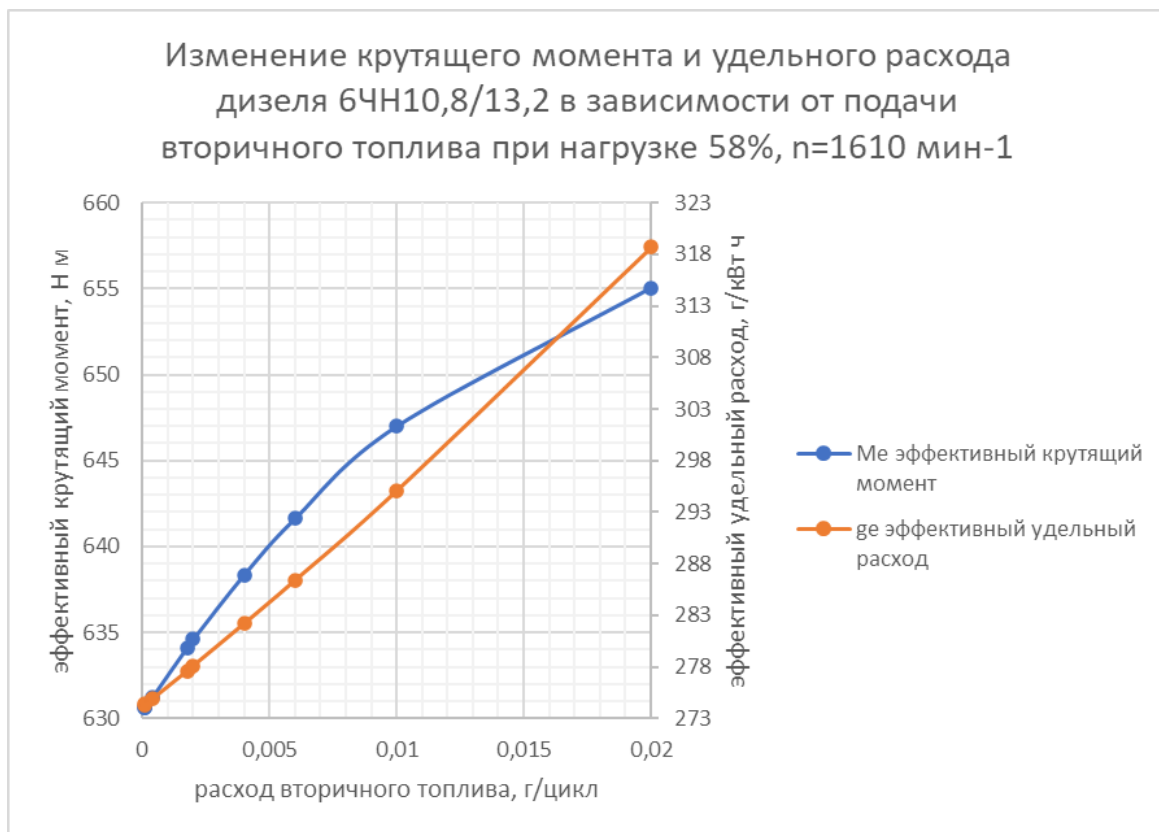
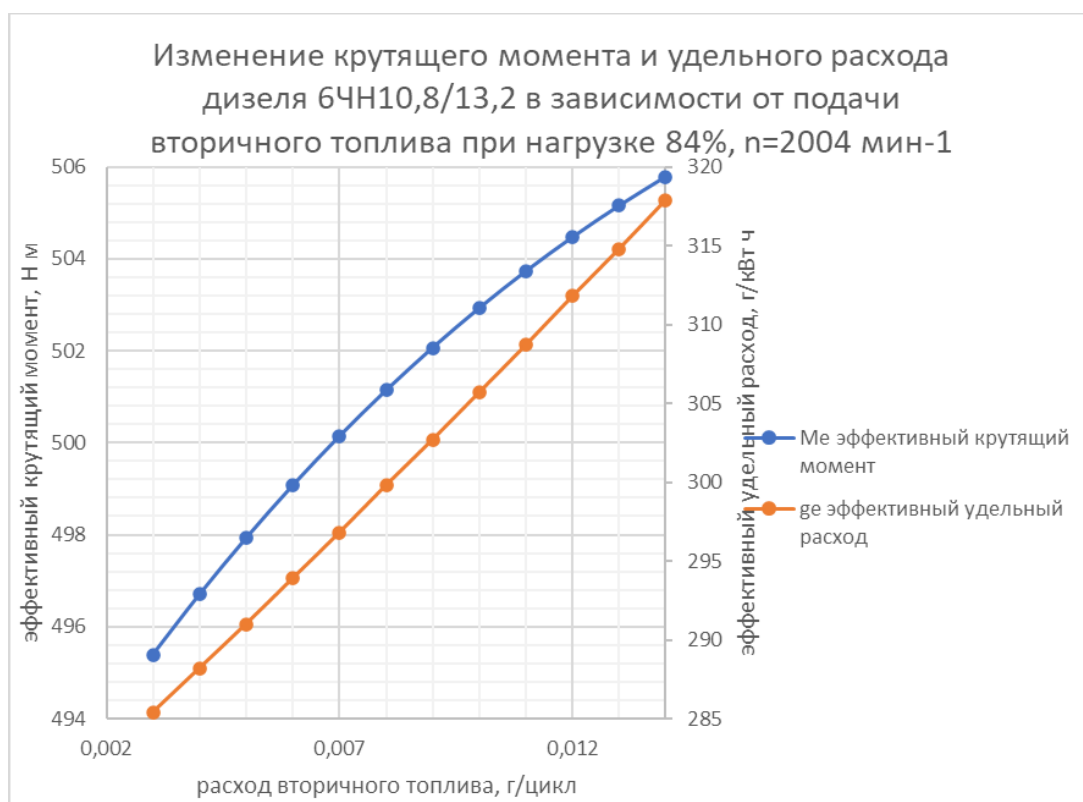


Рисунок 69-Эффективные показатели 6ЧН10,8/13,2 при частоте вращения 1240 мин⁻¹

Рисунок 70-Эффективные показатели 6ЧН10,8/13,2 при частоте вращения 1610 мин⁻¹Рисунок 71-Эффективные показатели 6ЧН10,8/13,2 при частоте вращения 2004 мин⁻¹

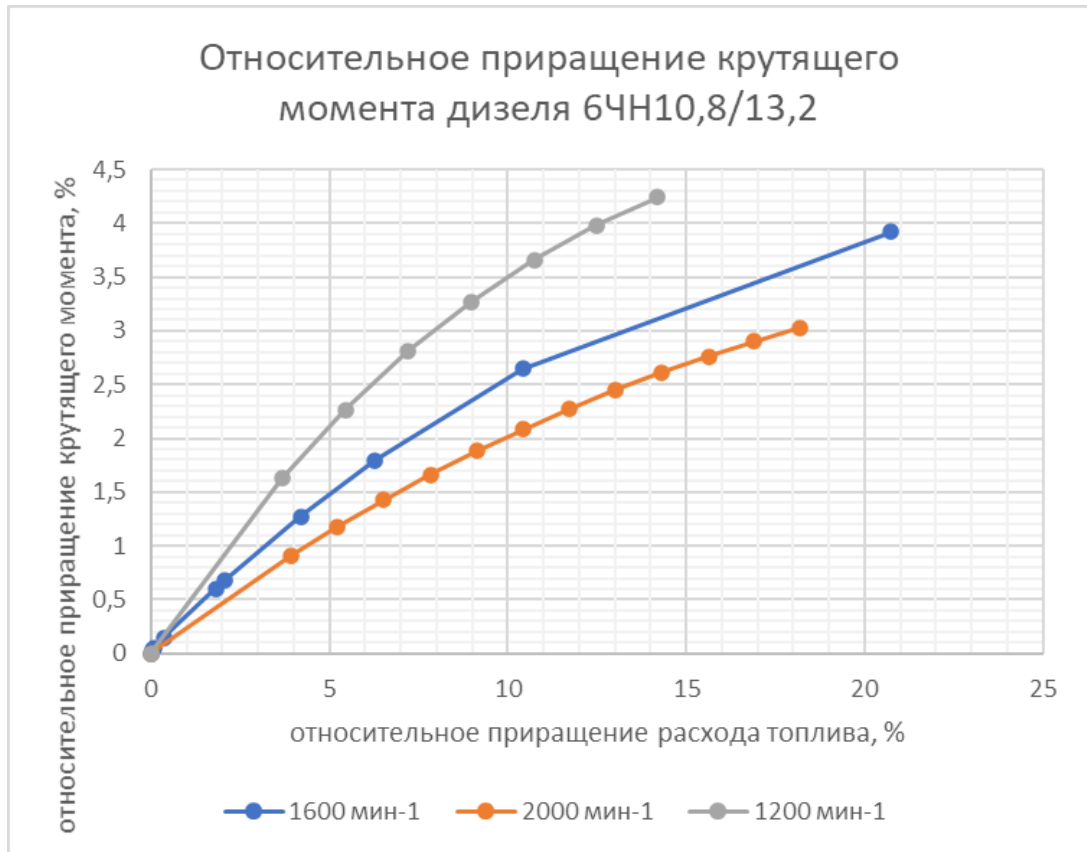


Рисунок 72-Зависимость приращения крутящего момента от приращения расхода топлива дизеля 6ЧН10,8/13,2

При максимальном расходе вторичного топлива (максимального количества дополнительной теплоты) уменьшается степень предварительного расширения ρ , что хорошо видно на PV диаграмме термодинамического цикла, рис.73,74.

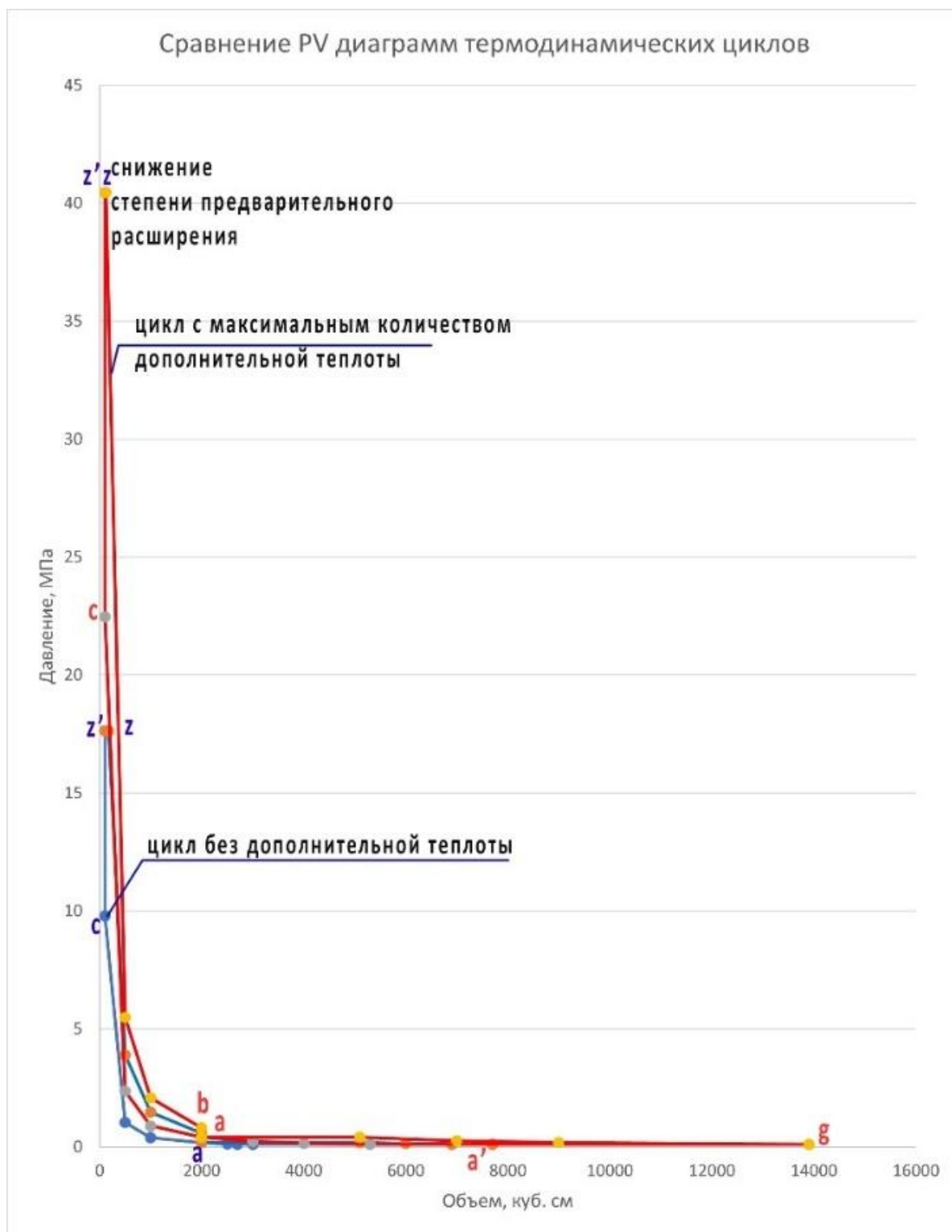


Рисунок 73—Сравнение PV диаграмм термодинамических циклов для цилиндра двигателя 6ЧН13/14 (координатные оси с линейными шкалами)

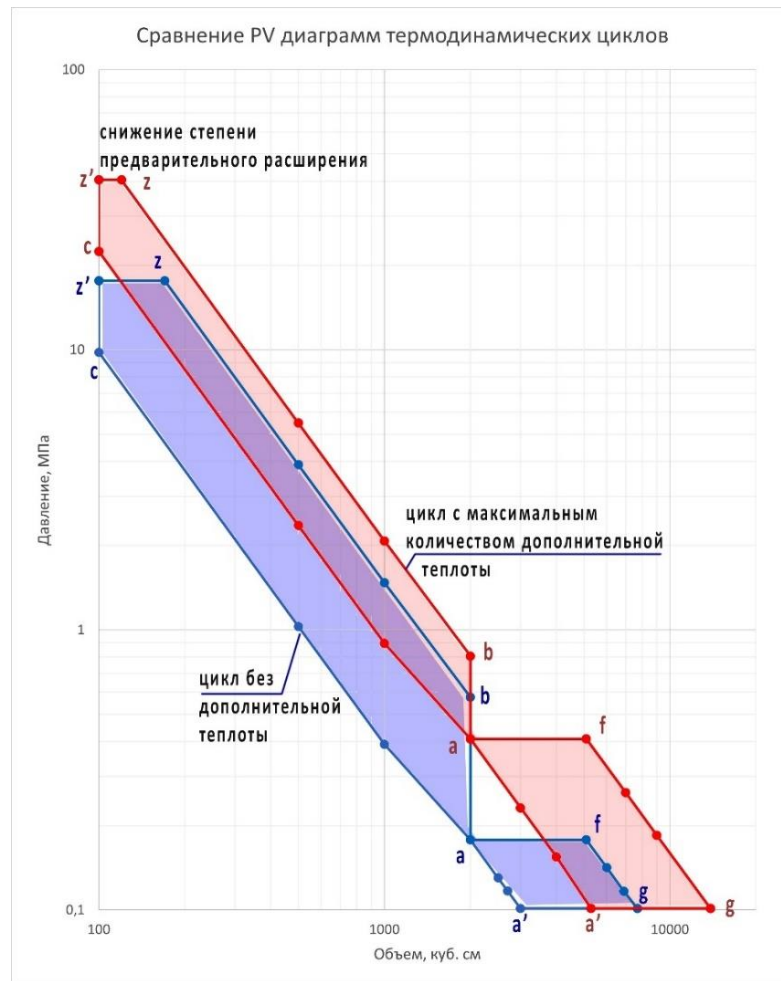


Рисунок 74-Сравнение PV диаграмм термодинамических циклов для цилиндра двигателя 6ЧН13/14 (координатные оси с логарифмическими шкалами)

2.2.3.7 Оценка приращения мощности турбины при использовании дополнительного источника теплоты.

Мощность, выделяемая на турбине при адиабатическом расширении отработавших газов в проточной части [13]:

$$N_T = G_T \eta \frac{k}{k-1} R_T T \left(1 - \left(\frac{1}{\pi_T} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right)$$

где

G_T – расход газа через турбину;

η – эффективный КПД турбины;

k – показатель адиабаты расширения;

R_T – газовая постоянная потока;

T – температура на входе;

π_T – степень понижения давления в турбине.

При расчете относительного приращения учитывалась предельная допустимая

температура потока на входе в турбину на уровне 650°C , рис.75.

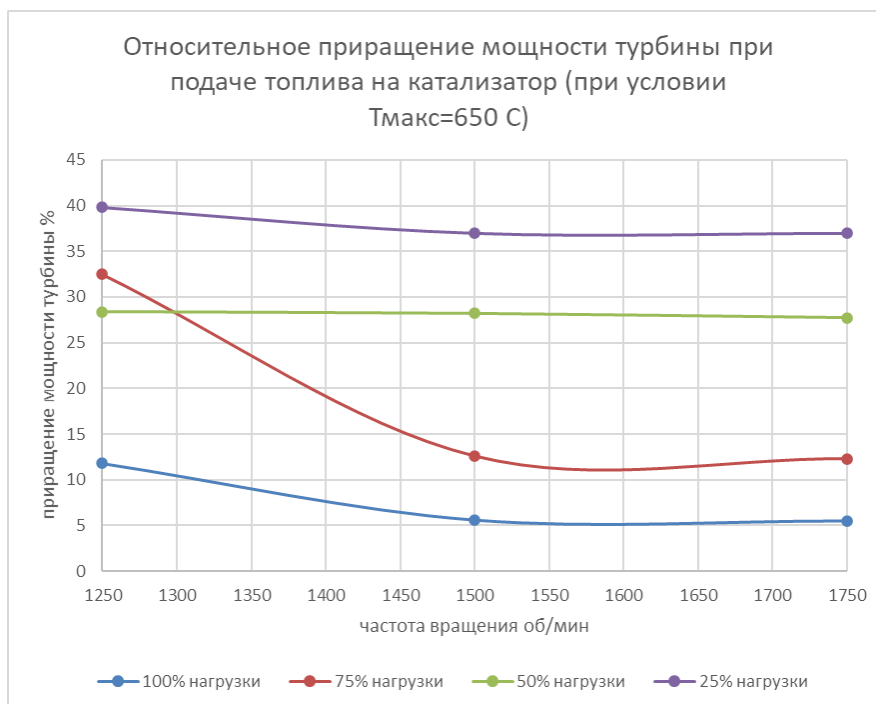


Рисунок 75-Приращение мощности турбины для дизеля 6ЧН13/14

При анализе приращения мощности турбины следует иметь в виду теоретическое ограничение роста крутящего момента ДВС в связи с наличием уровня насыщения (см. п. 2.2.3.6).

2.2.3.8 Внешняя скоростная характеристика при возможной коррекции крутящего момента в области низких частот вращения.

На примере дизеля 6 ЧН13/14 рассмотрим возможную коррекцию характеристики эффективного крутящего момента при использовании рабочего цикла с дополнительной теплотой. На рисунке 76 показана область увеличения эффективного крутящего момента и исходная характеристика. Разница часовых расходов при одинаковых значениях моментов объясняется ростом давления механических потерь при увеличении частоты вращения, рис.77. Таким образом, при использовании цикла с дополнительной теплотой возможно достижение максимального эффективного крутящего момента на более низкой частоте вращения. Самая верхняя ветвь скорректированной части характеристики получена при максимальном количестве дополнительной теплоты из условия равенства среднего индикаторного давления в левой и средней точках, что позволяет расширить частотный диапазон с высокими значениями момента, увеличить коэффициент приспособляемости и уменьшить скоростной коэффициент. На рис.78...80 показаны измененные внешние скоростные характеристики для циклов с дополнительной теплотой различных дизелей.

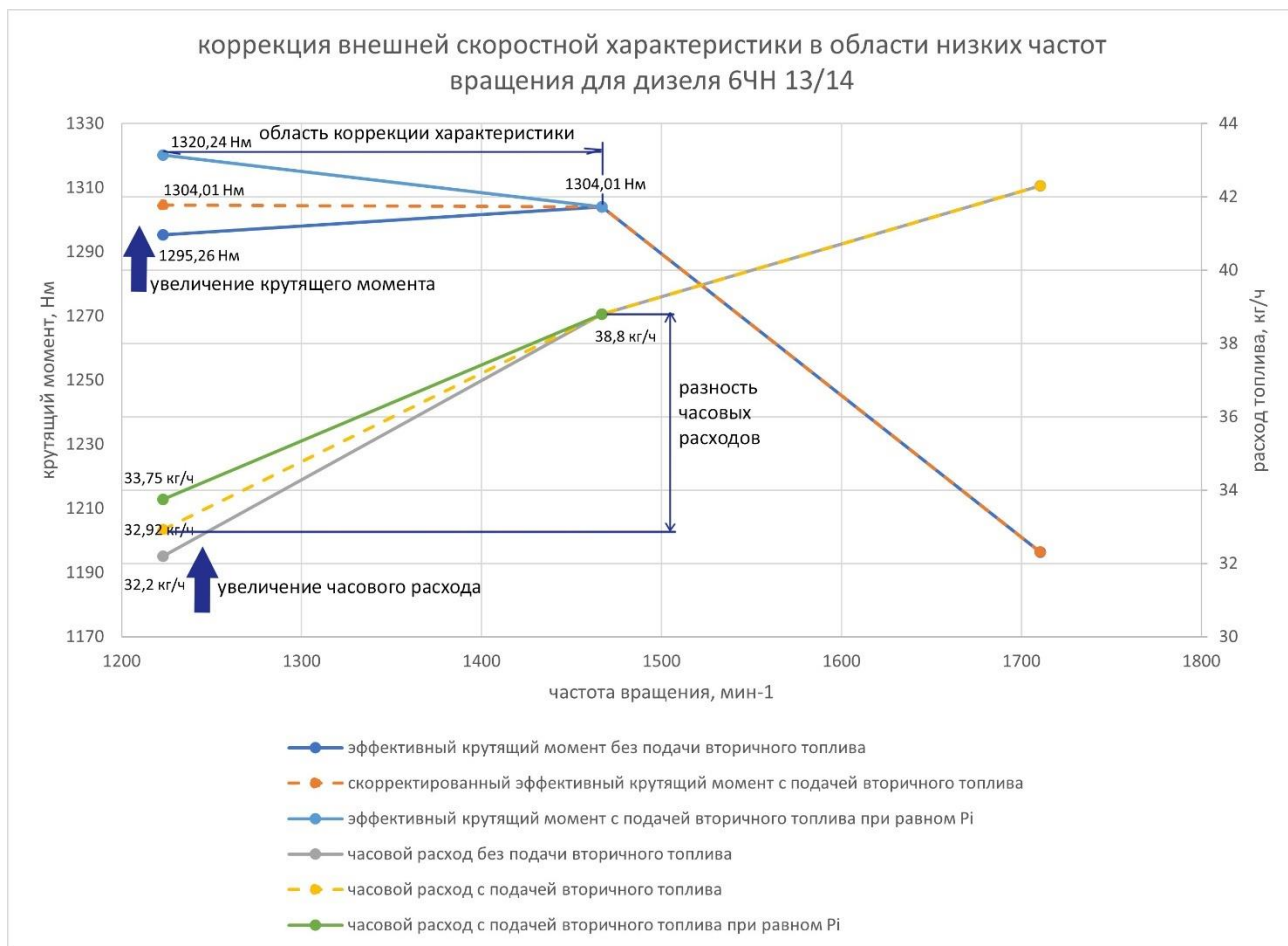


Рисунок 76-Изменение внешней скоростной характеристики в области низких частот вращения дизеля 6ЧН 13/14

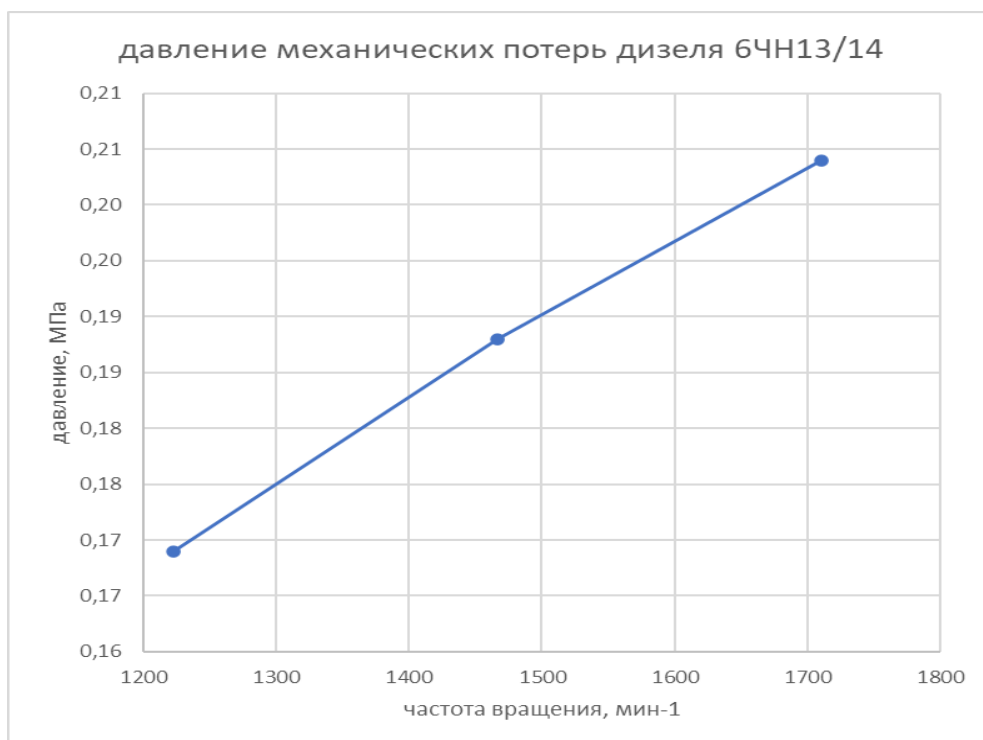


Рисунок 77-Кривая давления механических потерь дизеля 6ЧН 13/14

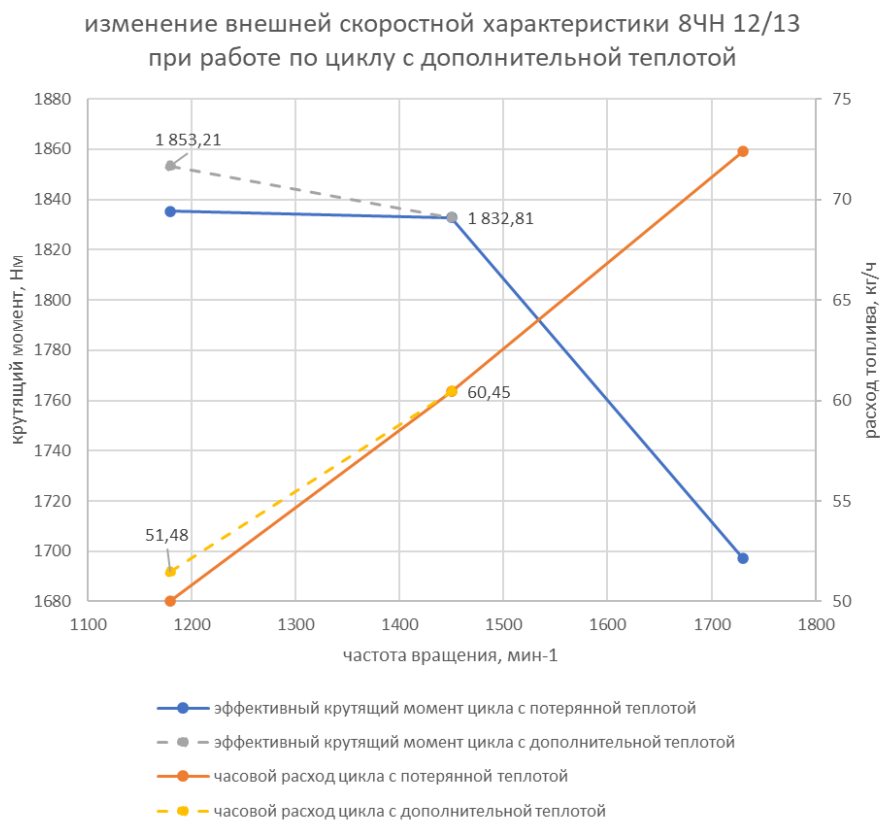


Рисунок 78-Изменение внешней скоростной характеристики в области низких частот вращения дизеля 8ЧН 12/13

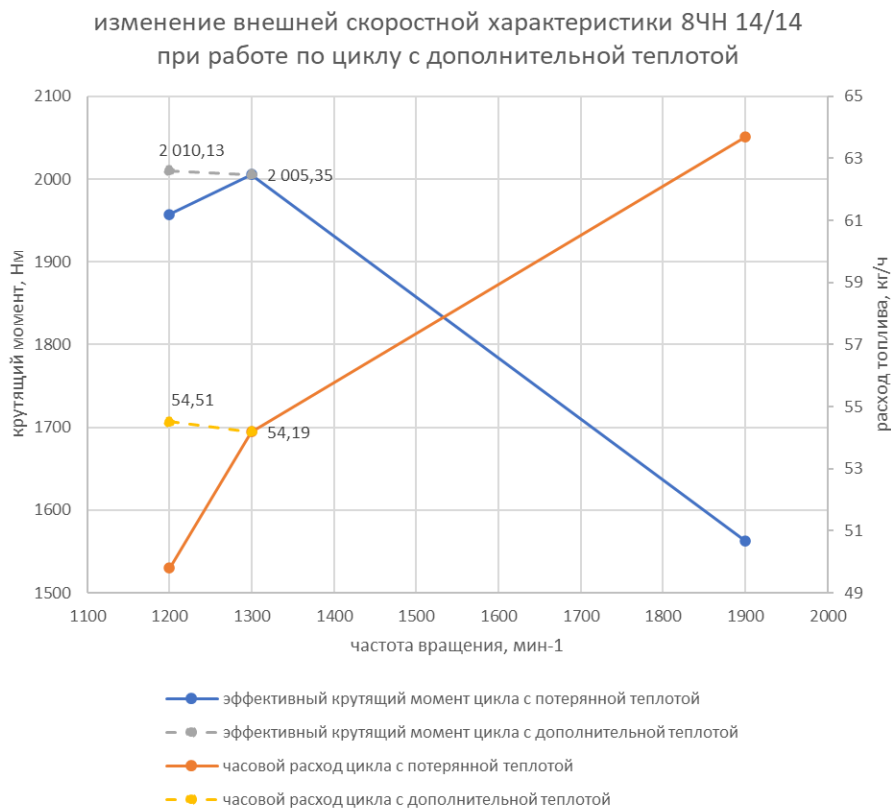


Рисунок 79-Изменение внешней скоростной характеристики в области низких частот вращения дизеля 8ЧН 14/14

изменение внешней скоростной характеристики
4ЧН11/12,5 при работе по циклу с дополнительной
теплотой

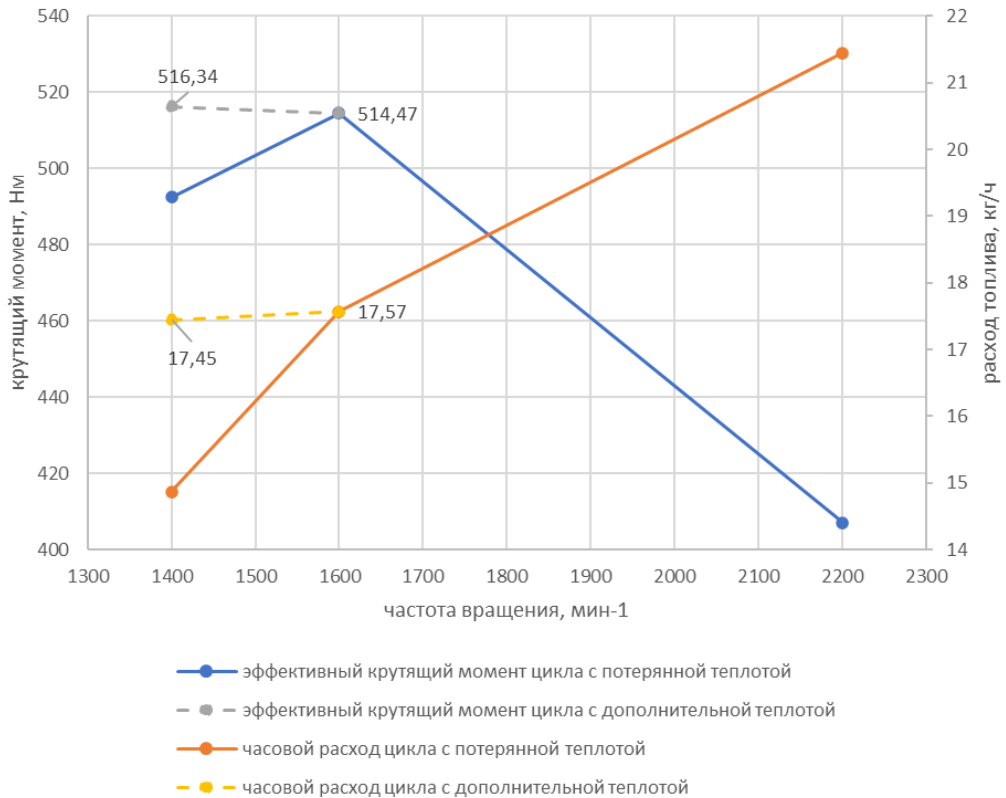


Рисунок 80-Изменение внешней скоростной характеристики в области низких частот вращения дизеля 4ЧН 11/12,5

В таблице 6 приведены расчетные значения коэффициентов приспособляемости и скоростных коэффициентов внешних скоростных характеристик при их коррекции в области низких частот вращения. Приращения крутящего момента и расхода топлива рассчитаны с учетом ограничения максимальной величины среднего индикаторного давления исходя из условия сохранения уровня нагружения конструктивных элементов двигателей.

Таблица 6-Расчетные коэффициенты приспособляемости, скоростные коэффициенты

		часовой расход топлива в точке коррекции характеристики	относительное приращение часового расхода	относительное приращение крутящего момента	коэффициент приспособляемости	скоростной коэффициент
размерности дизелей	вариант рабочего цикла	G _T , кг/ч	ΔG _T , %	ΔM _e , %	K _m	K _n
6ЧН13/14	с потерянной теплотой	32,20			1,09	0,86
	с дополнительной теплотой	33,75	4,82	1,93	1,10	0,72
8ЧН14/14	с потерянной теплотой	49,79			1,28	0,68
	с дополнительной теплотой	54,51	9,48	2,68	1,29	0,63
8ЧН 12/13	с потерянной теплотой	50,03			1,08	0,68
	с дополнительной теплотой	51,48	2,89	0,97	1,09	0,68
4ЧН11/12,5	с потерянной теплотой	14,87			1,26	0,73
	с дополнительной теплотой	17,45	17,37	4,85	1,27	0,64

2.3 Выводы по второй главе

- Расчетные исследования показывают наличие приращения термического КПД для термодинамического цикла с возвращенной теплотой. Величина приращения эффективного КПД зависит от количества несгоревших углеводородов топлива в отработавших газах двигателя. Однако, для современных дизелей относительное приращение КПД невелико- не более 0,6 %.

- Использование дополнительного источника теплоты позволяет увеличивать мощность турбины агрегата наддува и тем самым активно воздействовать на процесс подачи воздуха в двигатель, оптимизировать управление крутящим моментом в области низких частот вращения для увеличения коэффициента приспособляемости и уменьшения скоростного коэффициента.

- Расчет зависимости приращения эффективного крутящего момента дизеля 6ЧН13/14 от расхода вторичного топлива, подаваемого на вход РТС, показывает возможность получения приращения эффективного крутящего момента на уровне 8% от значений на внешней скоростной характеристике.
- При условии ограничения значения среднего индикаторного давления исходного двигателя возможное приращение эффективного крутящего момента достигает 5% для дизеля 4ЧН11/12,5, соответствующее относительное приращение расхода топлива составляет 17%.
- Использование дополнительного источника теплоты вне поршневой части рабочего цикла снижает общий КПД двигателя при одинаковых величинах полезной работы цикла за счет увеличения отдаваемой теплоты q_4 в лопаточной части (в цикле Брайтона).
- Дополнительный источник теплоты не может обеспечивать торможение турбины и рекуперацию избыточной энергии отработавших газов, как это делает турбокомпрессор с обратимой электрической машиной.
- Применение дополнительного источника теплоты сопровождается существенным ростом температуры отработавших газов, поступающих на рабочее колесо турбины.

ГЛАВА 3. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МОТОРНЫЙ СТЕНД

3.1 Описание моторного стенда

Для испытаний опытного образца нейтрализатора в АО «НПО «Турботехника» была проведена соответствующая подготовка моторного стенда, рис.81.

Стенд оборудован следующими системами, таблица 7.

Таблица 7-Оборудование моторного стенда

оборудование	марка, изготовитель
гидравлическая тормозная машина	У-660, КНР
система управления и сбора данных система топливоподачи система охлаждения двигателя	АО «НПО «Турботехника»
топливный расходомер	ОР-2, НПП «Импульс»
система измерения расхода воздуха	по перепаду давления на измерительном патрубке, АО «НПО «Турботехника»
тензодатчик усилия на тормозе	ТЕНЗО-М, ООО «ЮУВЗ»
термопары	серии КТХА, НПО «Тесей»
преобразователи давления	серии АИР, НПО «Элемер»
расходомер вторичного топлива	Contoil VZP4, Aquametro Oil&Marine, Швейцария
панель оператора (управляющий компьютер с сенсорным экраном)	Power Panel C70 4PPC70.0702-20B, В&R, Австрия
программное обеспечение	АО «НПО «Турботехника»

Дополнительно установлен комплекс датчиков нейтрализатора, включающий преобразователи давления серии АИР, термопары серии КТХА. В качестве управляющего компьютера применена промышленная панель оператора В&R Power Panel C70 (Intel АТОМ 333 МГц, 256 МБ DDRAM, 2 ГБ на плате, X2X Link, POWERLINK, Ethernet 10BASE-T/100BASE-TX, USB 2.0).

Исследовательский дизель соответствует требованиям по ограничению выбросов Евро3, его характеристики приведены в табл. 8.

Таблица 8-Параметры исследовательского дизеля

Изготовитель двигателя	YC Diesel, КНР
Модель	YC6108ZGB
параметры двигателя	
тип двигателя	дизель
Диаметр цилиндров, мм	108
Ход поршня, мм	132
Рабочий объем, л	7,25
количество цилиндров	6
Расположение цилиндров	рядный
Номинальная мощность, кВт	160
Частота вращения при номинальной мощности, мин ⁻¹	2100
Максимальный крутящий момент Н*м	800
Расход воздуха на номинальном режиме кг/ч	972
Расход топлива на номинальном режиме кг/ч	35,3
Система питания	
тип системы впрыска топлива	механический ТНВД
наддув	ТКР 80 АО «НПО «Турботехника»
наличие охладителя надувочного воздуха	да
Наличие системы рециркуляции EGR	нет
Топливо	
Марка топлива/ соответствие нормативному документу	ГОСТ Р 52368-2005
Максимальная концентрация серы, ppm	10

Схема размещения основного оборудования на стенде на рис. 82. Устройство системы сбора данных и управления стендом приведено на рис. 83.



Рисунок 81-Исследовательский моторный стенд АО «НПО «Турботехника»

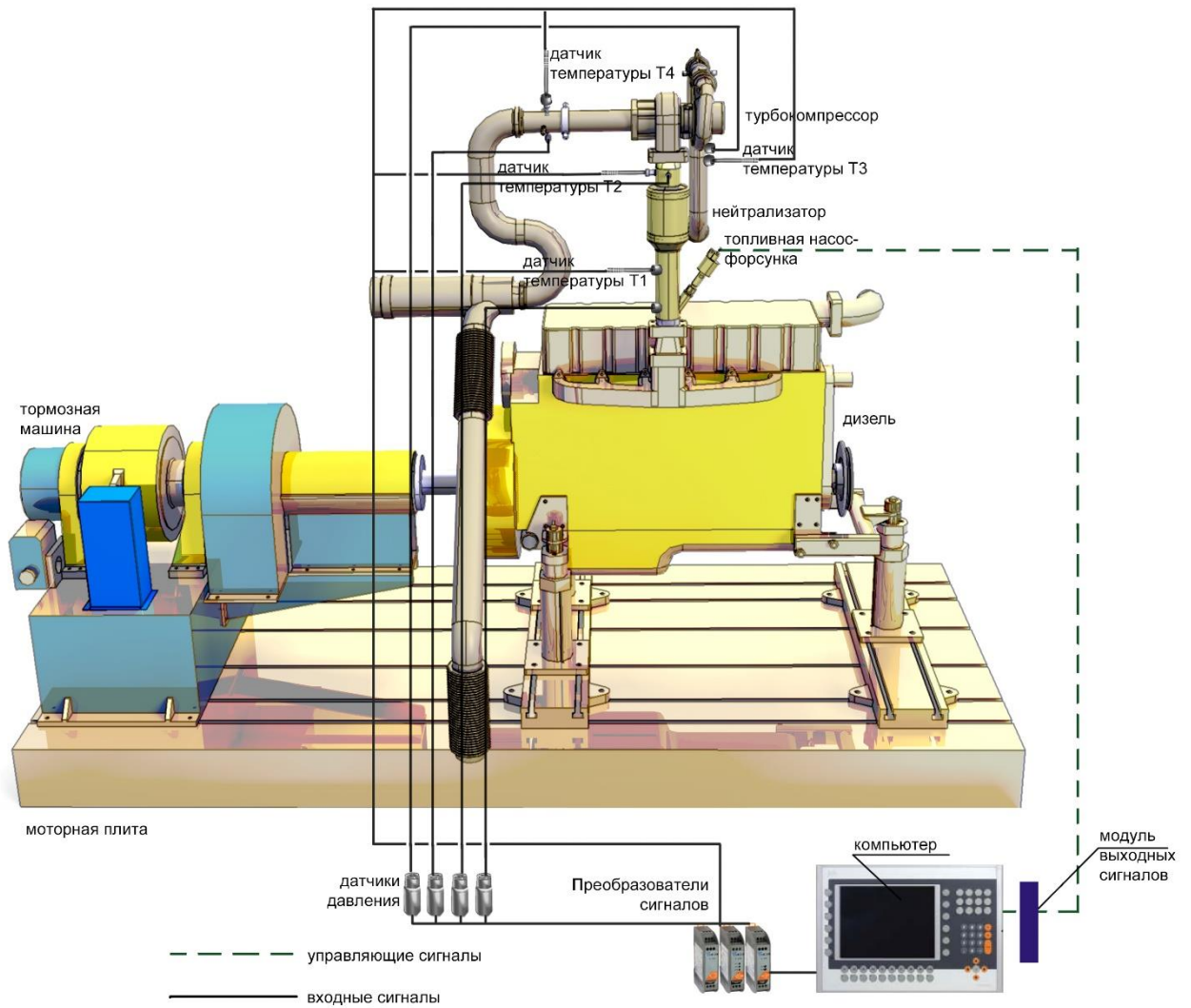


Рисунок 82-Общая схема моторного стенда

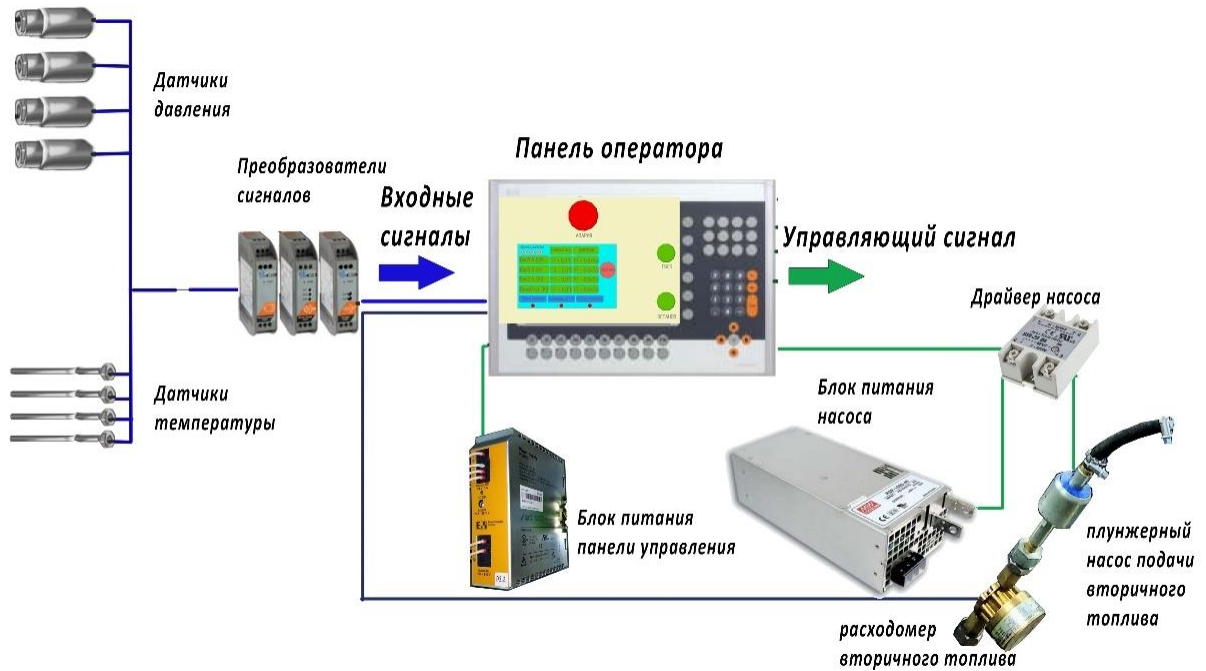


Рисунок 83-Схема системы сбора данных и управления насосом вторичного топлива

3.2 Методика проведения испытаний

3.2.1 Объект испытаний:

–дизель YC6108ZGB компании YC Diesel (КНР), $iVh=7,25$ л,
 $N_e=160$ кВт при $n=2100$ мин⁻¹ с опытным образцом нейтрализатора РТС с подачей вторичного топлива.

3.2.2 Цель испытаний

Цель испытаний – определение эффективных параметров двигателя на режимах испытательного цикла по ГОСТ ISO 8178-4-2013 тип С1 (NRSC, Правила 96 ЕЭК ООН), определение давлений и температур на входе и на выходе нейтрализатора, определение концентраций несгоревших углеводородов на входе в нейтрализатор.

3.2.3 Общие положения

Условия и методы измерения- применяемый испытательный цикл С1 по ГОСТ ИСО 8178, таблица 9. Технические требования к оборудованию моторного стенда устанавливаются по ГОСТ 10448.

Таблица 9– Испытательный цикл С1 по ГОСТ ИСО 8178

Номер режима	Частота вращения	Нагрузка, % от крутящего момента	Коэффициент весомости режима
1	Номинальная	100	0,15
2		75	0,15
3		50	0,15
4		10	0,1
5	Частота максимального момента (60-75% от номинальной)	100	0,1
6		75	0,1
7		50	0,1
8	Минимальная частота холостого хода	–	0,15

Испытания проводят при нормальных значениях параметров внешней среды:

температура окружающего воздуха (20 ± 5) °С;

относительная влажность окружающего воздуха (60 ± 15) %;

атмосферное давление (96 ± 10) кПа.

Порядок проведения испытаний:

- дизель прогревается до рабочей температуры, параметры систем охлаждения, смазки и топливоподачи контролируются в соответствии с инструкцией по эксплуатации дизеля;
- производится последовательное прохождение 8-ми режимов испытательного цикла с записью параметров двигателя и нейтрализатора.

3.2.4 Метрологическое обеспечение испытаний

Определение температур и давлений потока производится с помощью следующих компонентов измерительной системы, таблица 10:

Таблица 10-Измерительное оборудование стенда

компоненты	обозначения	характеристики
датчики температуры (4 шт)	КТХА 02.01-061-к1-И-С321-3-100/3000	диапазон измерений от -40 до +1100 °С термопара типа К (хромель/алюмель) НСХ по ГОСТ Р 8.585
датчики абсолютного давления (4 шт)	АИР-10Л-ДА	диапазон измерений 0-250 кПа выходной сигнал 4-20 мА напряжение питания 12-36 В характеристика определяется по уравнению $I = \frac{(P - P_H)}{(P_B - P_H)} \cdot (I_B - I_H) + I_H,$ где I_B, I_H - верхнее (20 мА) и нижнее (4 мА) предельные значения выходного сигнала; P_B, P_H - верхний и нижний пределы измерений давления, кПа, МПа, бар или кгс/см ² ; P - значение измеряемого давления, кПа, МПа, бар или кгс/см ² .
расходомер-ротамер вторичного топлива	Contoil VZP4	1...80 л/ч, 25 атм, ± 1%
преобразователь и сигналов	V&R X20	разрешение сигнала 24 бит

Обработку сигналов с датчиков, отображение результатов на экране и управление насосом вторичного топлива обеспечивает панель оператора с встроенным компьютером и сенсорным экраном.

3.2.5 Определение параметров дизеля

Испытание проводят в порядке следования режимов испытательного цикла.

Для каждого режима испытательного цикла:

а) на испытательном стенде для дизеля устанавливаются значения частоты вращения и нагрузки в соответствии с режимом. Допускается отклонение от заданных параметров режима ±5%;

б) дизель испытательного стенда переводиться в установленный режим работы.

Нахождение дизеля в установленном режиме определяется по стабилизации значения температур. В случае длительного отсутствия стабилизации режим выполняется не менее

10 минут.

Параметры работы дизеля испытательного стенда заносятся в протокол;

Измерение всех параметров осуществляется в следующем порядке:

первый замер – после перехода дизеля в установленный режим работы;

второй замер – по истечению 1 минуты после первого замера;

третий замер – по истечению 1 минуты после второго замера.

Используется среднее значение трех измерений.

3.2.6 Изменение подачи вторичного топлива на входе в нейтрализатор

В рабочем режиме панели оператора необходимо включить топливный насос кнопкой

«Инжектор 2-топливо» экранного меню. Установка производительности насоса

производится передвижением ползункового регулятора, отградуированного в значениях

частоты управляющего сигнала. Частота 20 Гц соответствует расходу насоса 6 кг/ч,

рис.84.



Рисунок 84-Снимок главного экрана системы управления на панели оператора в рабочем режиме

Все необходимые параметры дизеля и нейтрализатора выведены на экран и сохраняются в памяти с частотой 1 Гц. Сохраненные данные доступны для экспорта в файл формата Excel.

3.3 Разработка прототипа нейтрализатора для проведения испытаний

3.3.1 Определение необходимого объема активной зоны каталитического блока нейтрализатора

Устройство типичного каталитического нейтрализатора показано на рисунке 85.

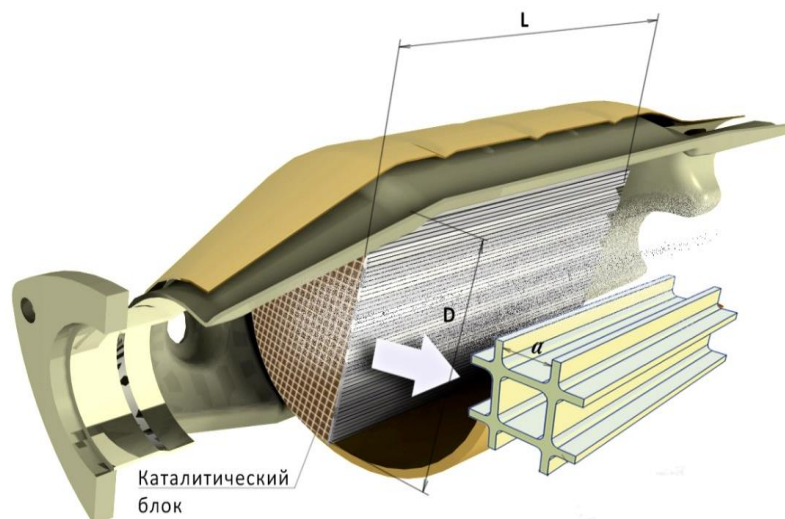


Рисунок 85-Размеры активной зоны каталитического нейтрализатора.

Экзотермические реакции окисления осуществляются на стенках каналов каталитического блока [15], [20]. Реагенты диффундируют из центра потока в канале к каталитической поверхности через слой инертных газов и уже образовавшихся продуктов реакций. Распределение концентраций определяется геометрическими параметрами каналов и константами скорости реакций, которые, в свою очередь, зависят от температур и давлений в локальных областях.

Следующий набор уравнений позволяет легко получать выражения, связывающие длину, диаметр и параметры канала каталитического блока при заданной эффективности преобразования вредных веществ [20], [22].

Закон изменения концентрации реагирующего вещества в канале каталитического реактора:

$$c = c_0 \cdot e^{-\frac{4 \cdot k \cdot l}{v \cdot a}}$$

где

c_0 -начальная концентрация вредного вещества («сырой» выброс)

c -текущая концентрация вредного вещества

k -эффективная константа скорости реакции

l -текущая длина канала с концентрацией вещества c

a - сторона квадрата сечения ячейки каталитического блока

v - линейная скорость потока

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2}$$

где

Q -объемный расход отработавших газов

D -диаметр каталитического блока

Длина каталитического блока, обеспечивающая 98% эффективность преобразования $L_{98\%}$:

$$L_{98\%} = \frac{2,02 \times 10^{-2} \cdot Q \cdot a}{\pi \cdot D^2 \cdot k}$$

где константа скорости реакции k :

$$k = A \cdot e^{\frac{E}{R \cdot T}}$$

где:

A - предэкспоненциальный множитель

E - энергия активации реакции

R - универсальная газовая постоянная

T - температура потока

Расчет геометрических параметров каталитического блока произведен для случая окисления пропана $A = 4,68 \cdot 10^9$, $E=165160$ Дж/моль [20], рис.86.

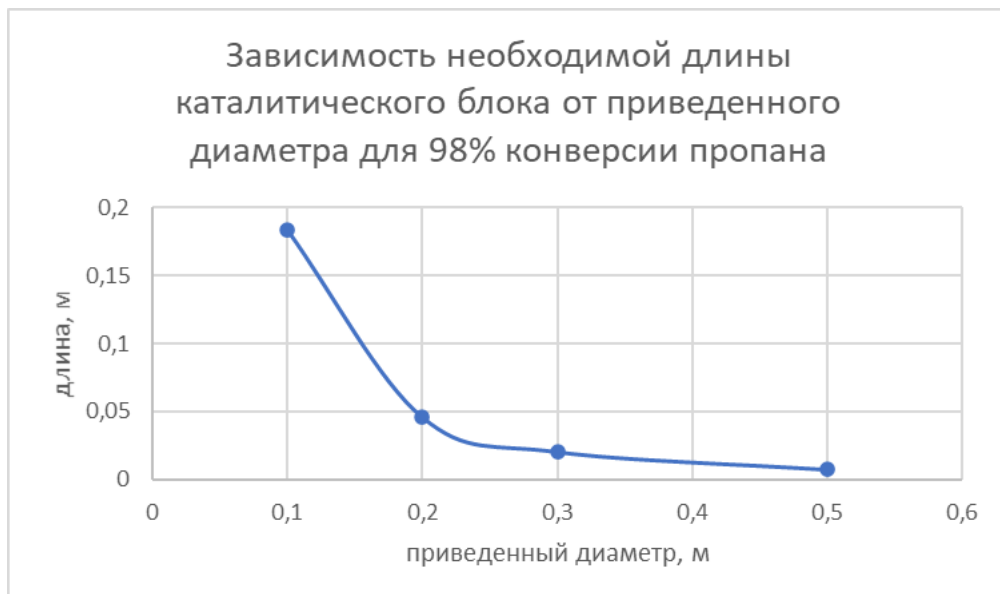


Рисунок 86-Необходимая длина каталитического блока при 98% эффективности

Полученные расчетные данные позволили подобрать каталитический блок для изготовления прототипа нейтрализатора.

3.3.2 Разработка прототипа.

С учетом полученных данных по 40% снижению объема активной зоны РТС в сравнении с классическим случаем размещения нейтрализатора [28] для прототипа был выбран трехкомпонентный каталитический блок со следующими параметрами:

- диаметр 105,7 мм, длина 110 мм;
- плотность ячеек 600 на кв. дюйм, с покрытием палладий-родий» Pd/Rh, соотношением металлов 14/1, с загрузкой 100 г на фут куб. Вариант каталитического блока с избыточной загрузкой отобран для получения максимально возможной эффективности при испытаниях.

Для подачи вторичного топлива использован электромагнитный плунжерный насос с расходомером топлива. Регулировка подачи обеспечивается изменением частоты управляющего сигнала от компьютера панели оператора.

Конструкция прототипа нейтрализатора включает классическую схему фиксации каталитического блока через керамическую прокладку, входной и выходной патрубки, двойные конусы, тепловой экран, фланцы, втулки датчиков, рис.87. Плунжерный насос нагнетает подводимое вторичное топливо, забираемое из обратной линии дизеля. Форсунка обеспечивает мелкодисперсный факел с углом распыла 30°, устойчивый на всем диапазоне расходов. Нейтрализатор крепится в вертикальном положении нижним фланцем к выпускному коллектору дизеля. К верхнему фланцу присоединяется турбина агрегата наддува, рис. 88.

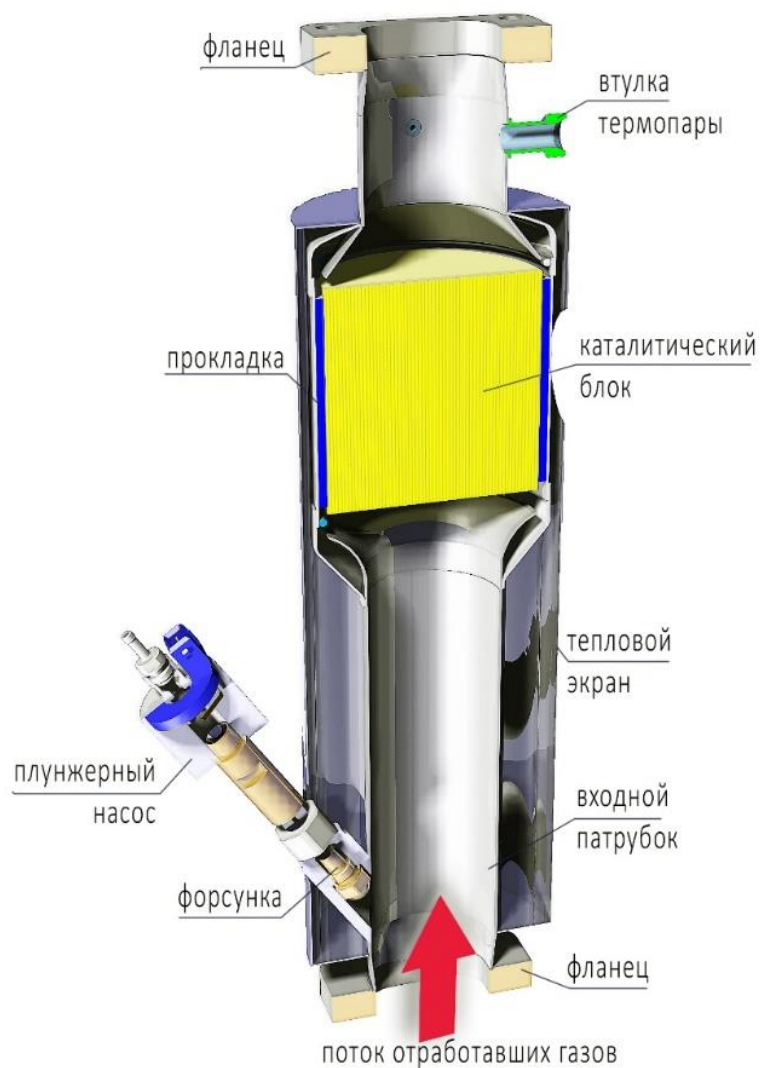


Рисунок 87-Устройство опытного образца нейтрализатора РТС

Для снижения тепловых потерь и защиты расходомера вторичного топлива на нейтрализатор установлен тепловой экран из нержавеющей стали, рис. 89.

Состав опытного образца, таблица 11.

Таблица 11– Составные части опытного образца нейтрализатора

компоненты	характеристики
каталитический нейтрализатор	каталитический блок ТАУС.723635.143, ООО «Экоальянс», $\text{Ø}105,7 \times 110$ мм, $V=0,965$ дм ³ , 93 ячейки/см ² покрытие Pd/Rh-14/1- 3,53 г/ дм ³
насос подачи вторичного топлива	020.5.1106010-20 ЗАО «ИнтаЦентр» давление на выходе - до 5 атм

	<p>рабочее напряжение- от 18 до 24 В</p> <p>потребляемый ток - до 3 А</p> <p>регулирование расхода – частотное</p> <p>рабочая частота – от 1 до 20 Гц (период 1000...50 мс)</p> <p>ширина импульса - 25 мс</p>
форсунка распыления вторичного топлива	<p>Э210.1112.020-10 ЗАО «ИнтаЦентр»</p> <p>расход - до 6 кг/ч</p> <p>угол распыла дизельного топлива 30⁰</p>
расходомер- ротаметр вторичного топлива	<p>Contoil VZP4, 1...80 л/ч, выдает импульсный сигнал, один импульс соответствует объему 5 мл</p>



Рисунок 88-Установка нейтрализатора с насос-форсункой подачи вторичного топлива

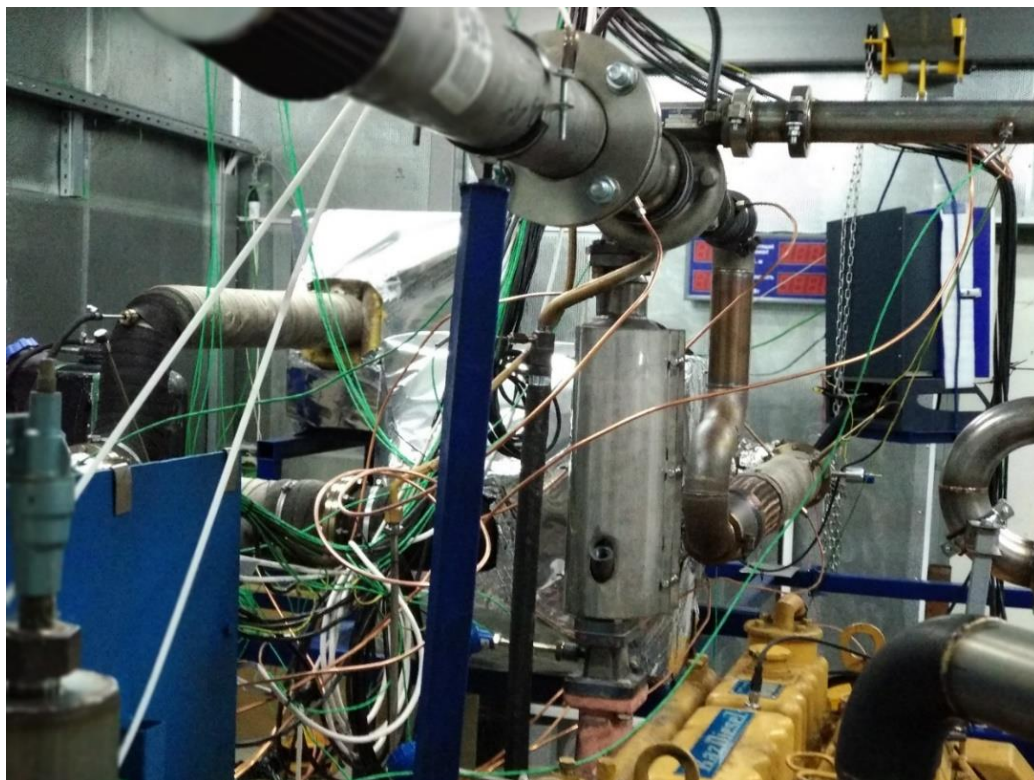


Рисунок 89-Нейтрализатор с установленным тепловым экраном

3.3.3 В процессе разработки прототипа определена будущая конструкция опытного образца для дальнейших доводочных испытаний. Предлагается совмещенный вариант в виде единого узла турбокомпрессора с каталитическим нейтрализатором. Кольцевой каталитический блок большого сечения на металлическом носителе с наклонными спиральными каналами встраивается в дополнительную нишу рядом с улиткой турбины, рис.90. Компактный узел с эффективной теплоизоляцией может устанавливаться на существующий посадочный фланец выпускного коллектора двигателя, рис.91, 92.

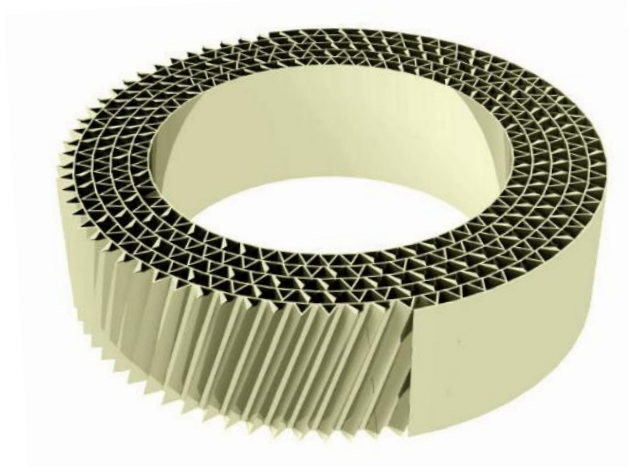


Рисунок 90-Кольцевой металлический каталитический блок с наклонными спиральными каналами

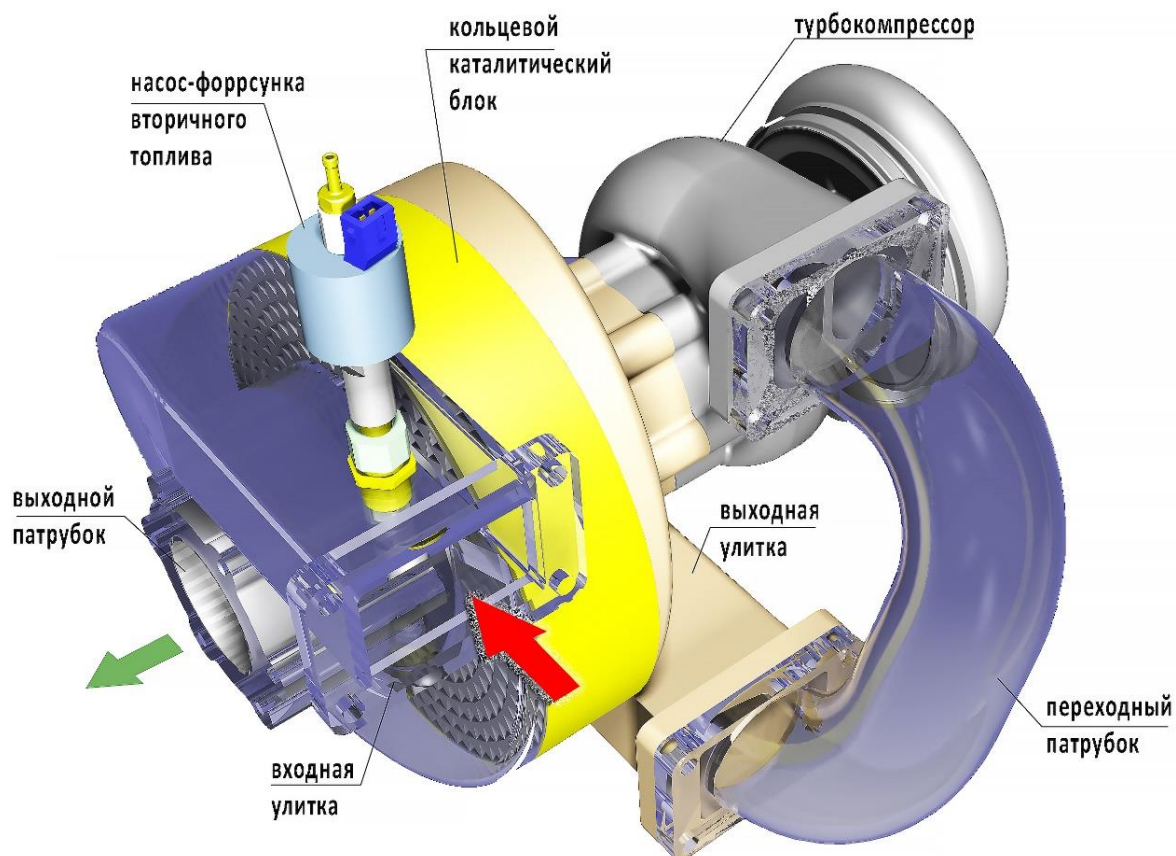


Рисунок 91-Объединенный узел «турбокомпрессор с нейтрализатором»

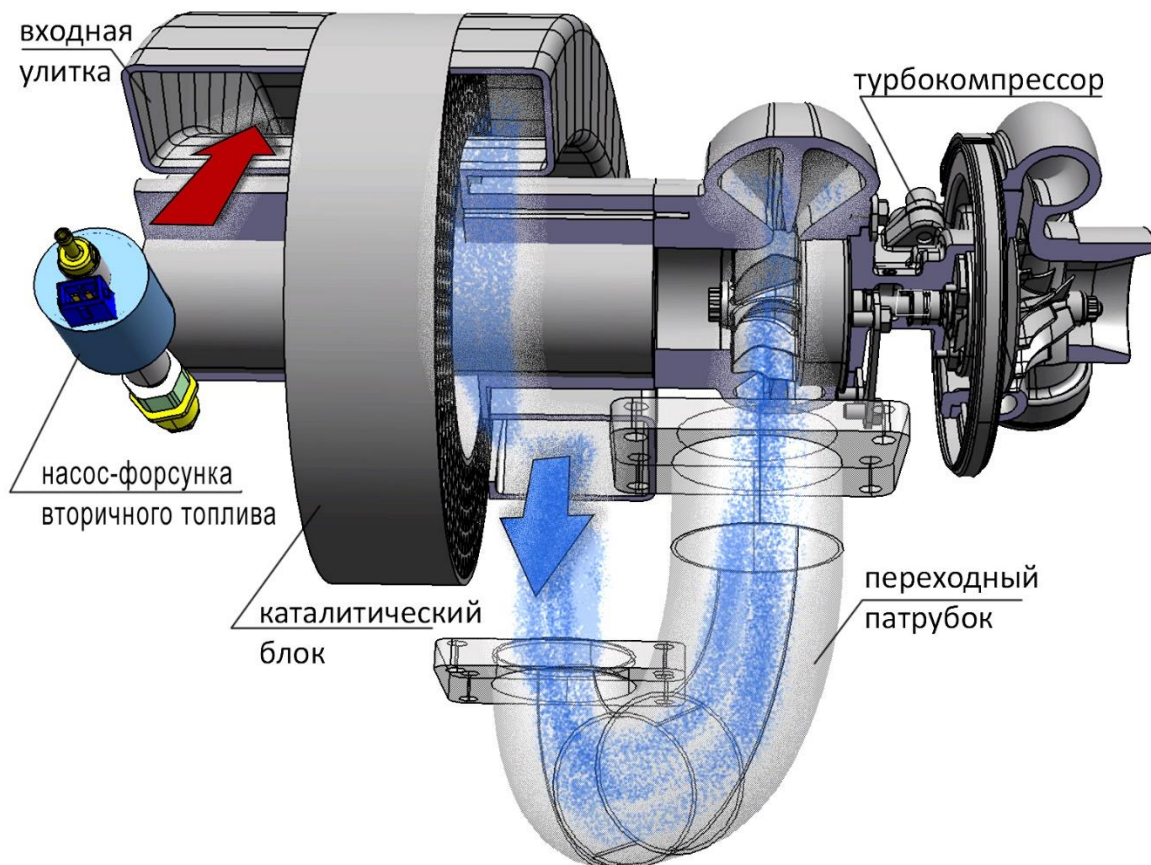


Рисунок 92-Направления потока внутри узла «турбокомпрессор с нейтрализатором»

3.4 Выводы по третьей главе

- Проведена модернизация оборудования моторного стенда для испытаний прототипа нейтрализатора – установлены газоаналитические приборы, расширен комплекс датчиков, обновлено программное обеспечение системы управления стендом, добавлен канал управления расходом вторичного топлива, увеличена эффективность охлаждения двигателя.

- Разработан и изготовлен объект испытаний- прототип каталитического нейтрализатора для установки перед турбиной агрегата наддува. Изготовлена система подачи вторичного топлива во входной патрубок нейтрализатора с измерителем расхода и дистанционным управлением.

- Разработана конструкция объединенного узла – турбокомпрессора с нейтрализатором для последующего изготовления опытного образца.

ГЛАВА 4. ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ

4.1 Результаты испытаний нейтрализатора, установленного до турбины агрегата наддува

4.1.1 Обработка массивов посекундной записи параметров.

Обработка результатов выполнена путем выделения фрагментов записей на стационарных режимах и фильтрацией точек с отклонением параметров режима $\pm 5\%$ от номинальных значений. В процессе проведенных исследований получены записи температур и давлений в характерных точках системы на нескольких рабочих режимах двигателя. Опытные данные подтверждают предполагаемую реакцию нейтрализатора на подачу вторичного топлива [20].

4.1.2 Результаты испытаний.

Для определения влияния подвода дополнительной теплоты получены зависимости давления наддува и температуры потока отработавших газов после нейтрализатора от расхода вторичного топлива, подаваемого на катализатор. Характеристики сняты для двух режимов- $N_e=103$ кВт при $n=2004$ мин⁻¹ и $N_e=107$ кВт при $n=1600$ мин⁻¹, рисунки 93...96. Получены кривые расходов основного и вторичного топлива при выполнении части испытательного цикла С1, рис.97, 98. Определены противодавления стендовой системы выпуска отработавших газов с нейтрализатором перед турбиной и без него, рисунок 99.

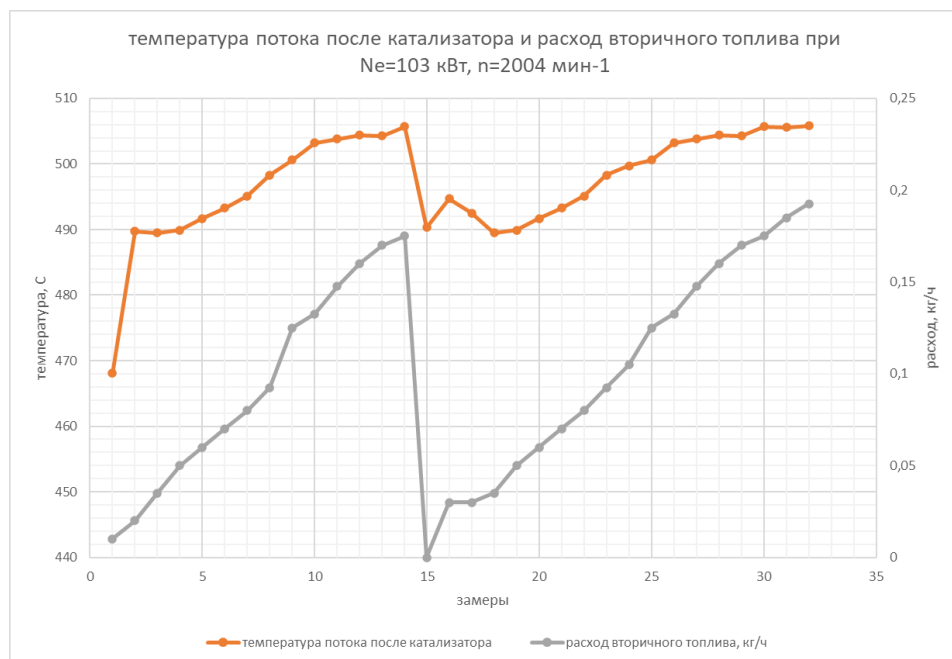


Рисунок 93-Температура потока после катализатора и расход вторичного топлива $N_e=103$ кВт при $n=2004$ мин⁻¹

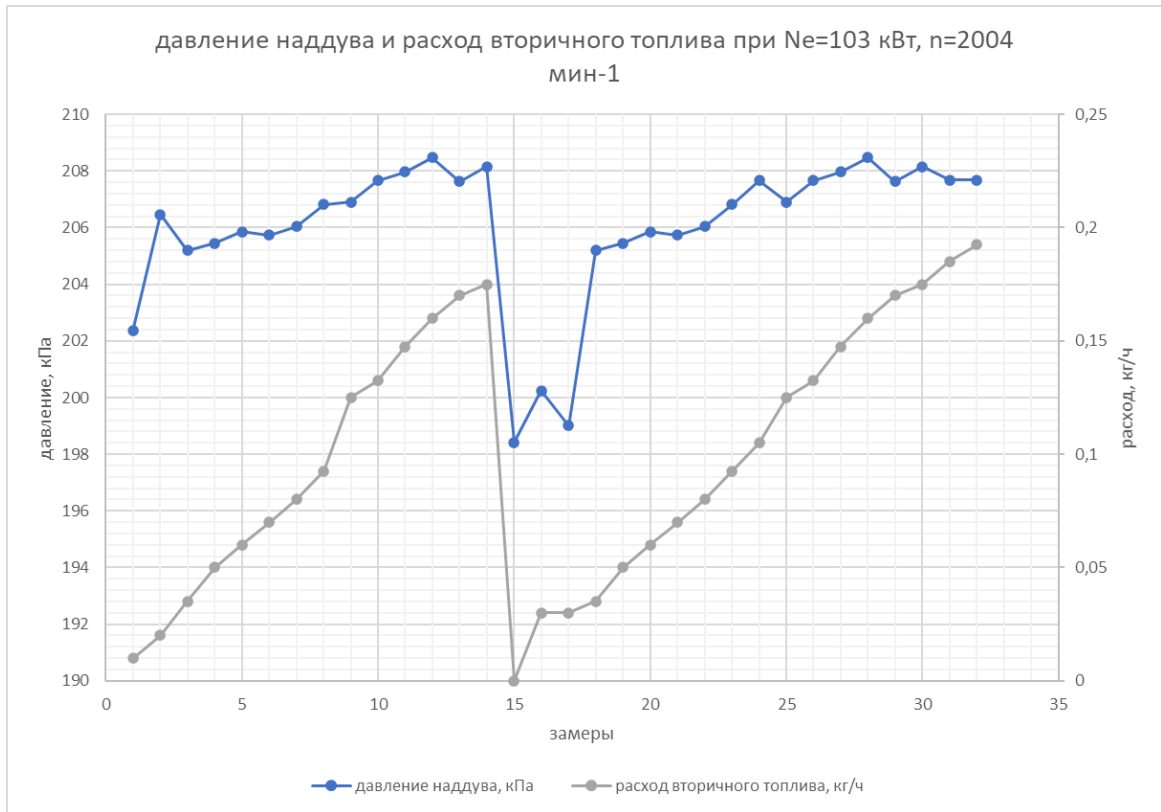


Рисунок 94–Давление наддува и расход вторичного топлива $N_e=103$ кВт при $n=2004$ мин⁻¹

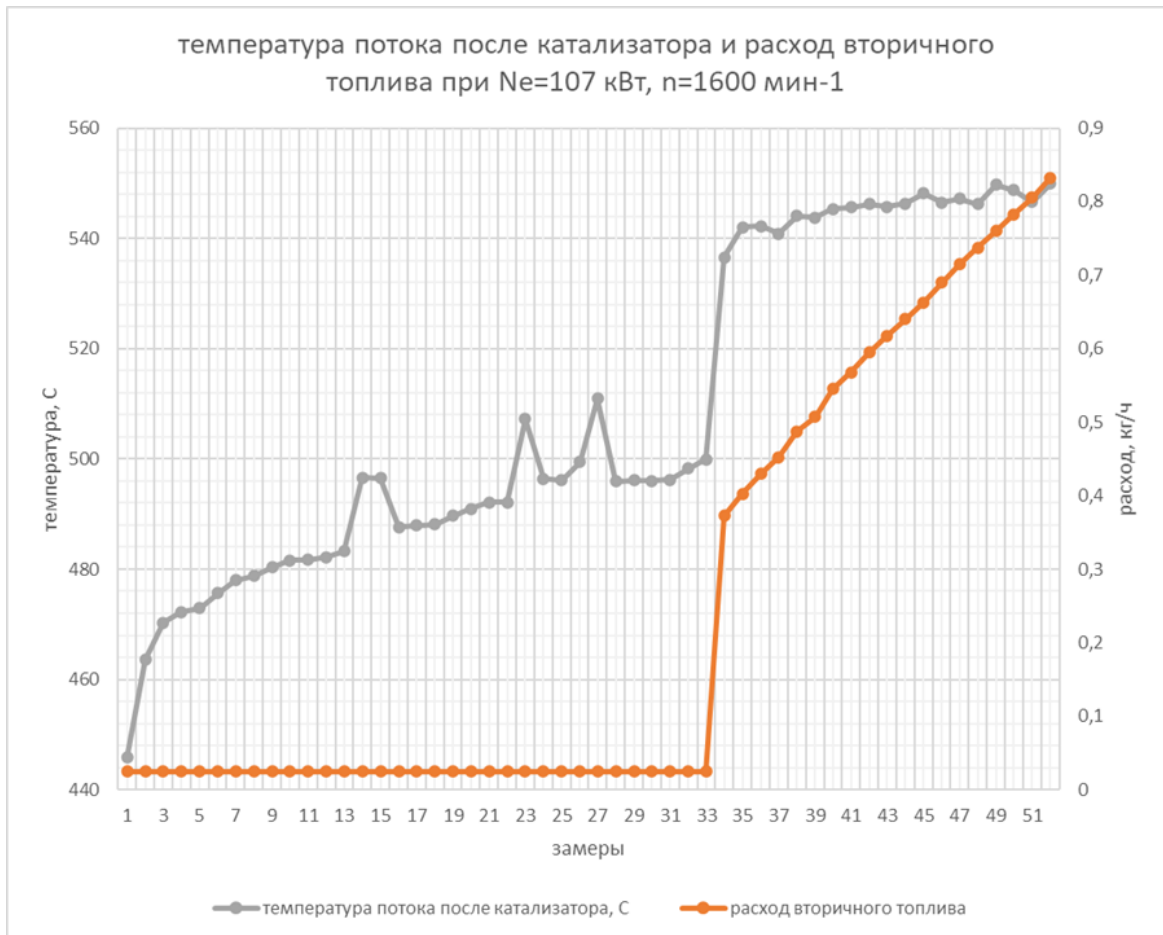


Рисунок 95–Температура потока после катализатора и расход вторичного топлива $N_e=107$ кВт при $n=1600$ мин⁻¹

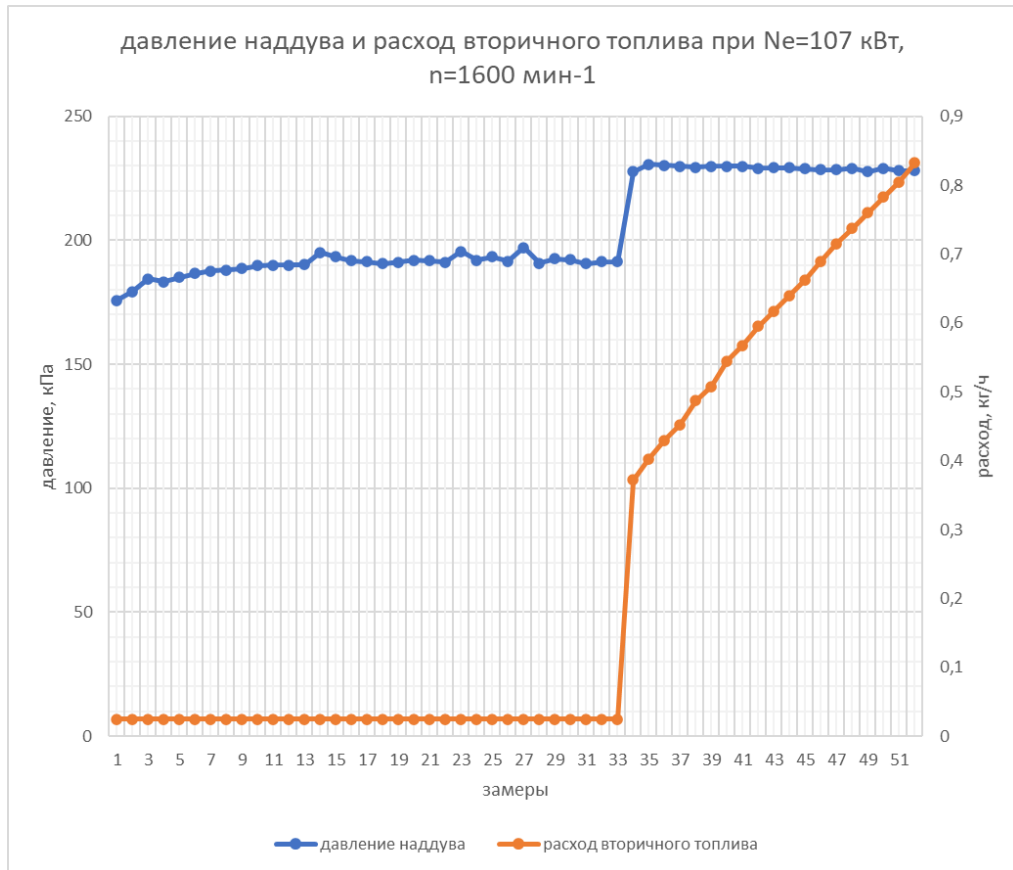


Рисунок 96-Давление наддува и расход вторичного топлива $N_e=107$ кВт при $n=1600$ мин⁻¹

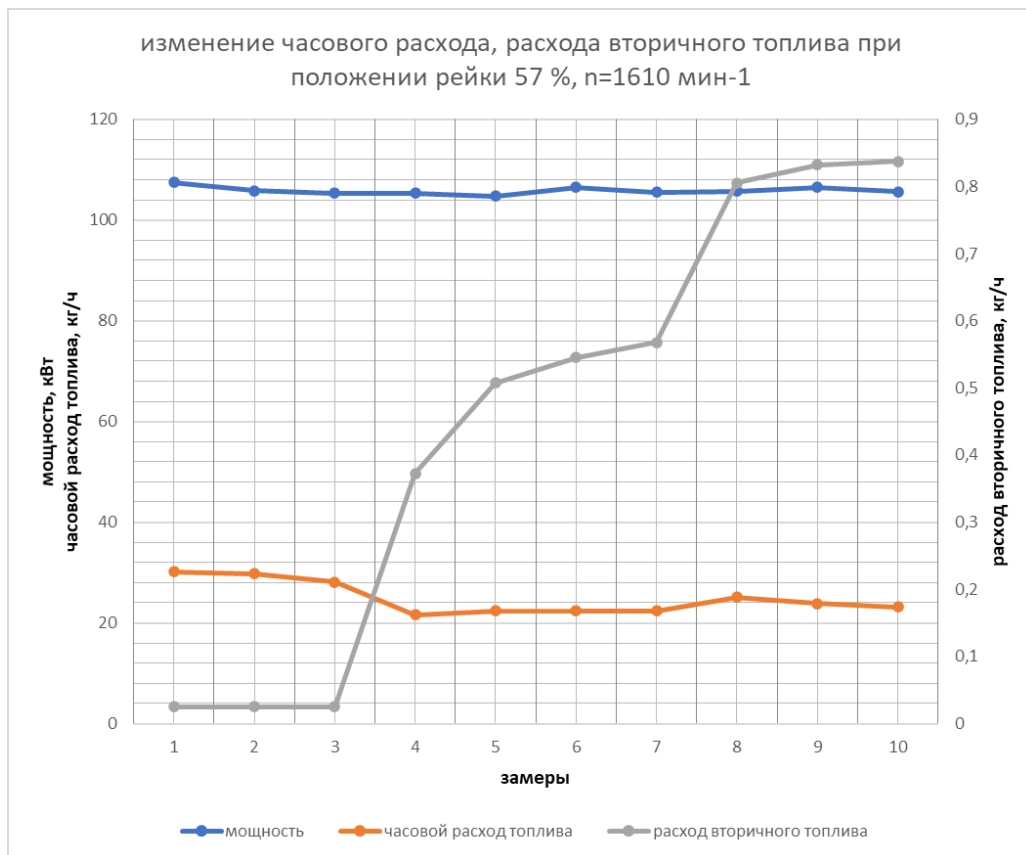


Рисунок 97-Часовой расход топлива и расход вторичного топлива при положении рейки 57%

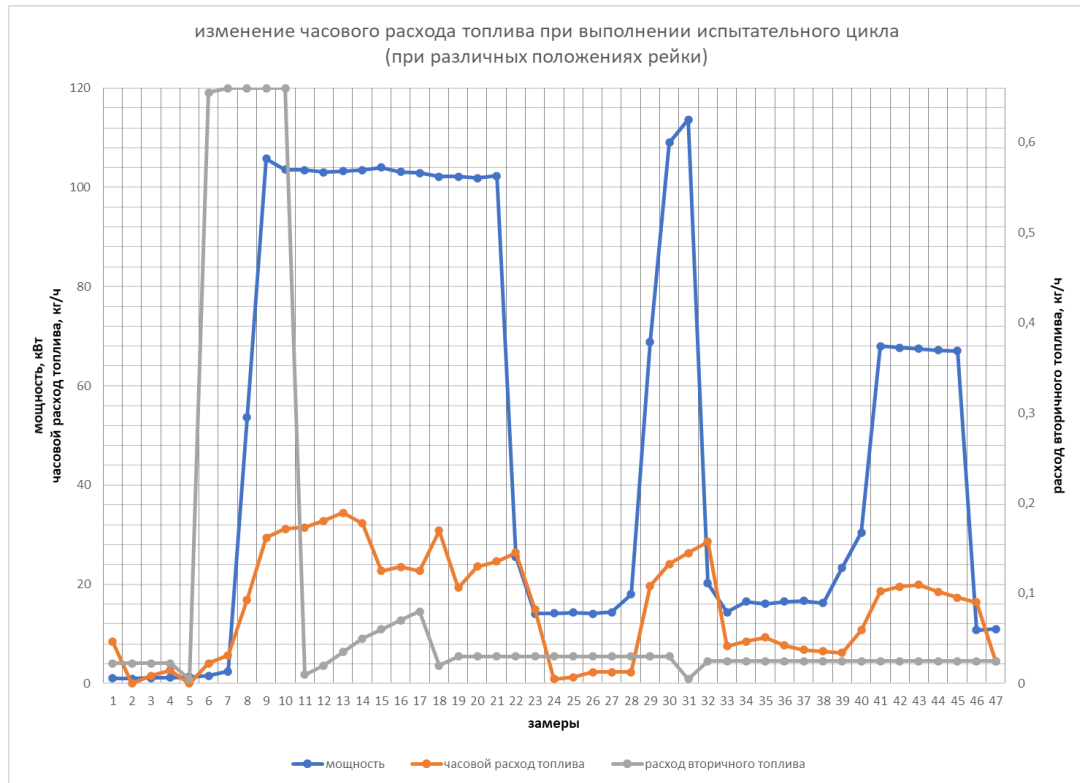


Рисунок 98–Расходы топлива при выполнении испытательного цикла

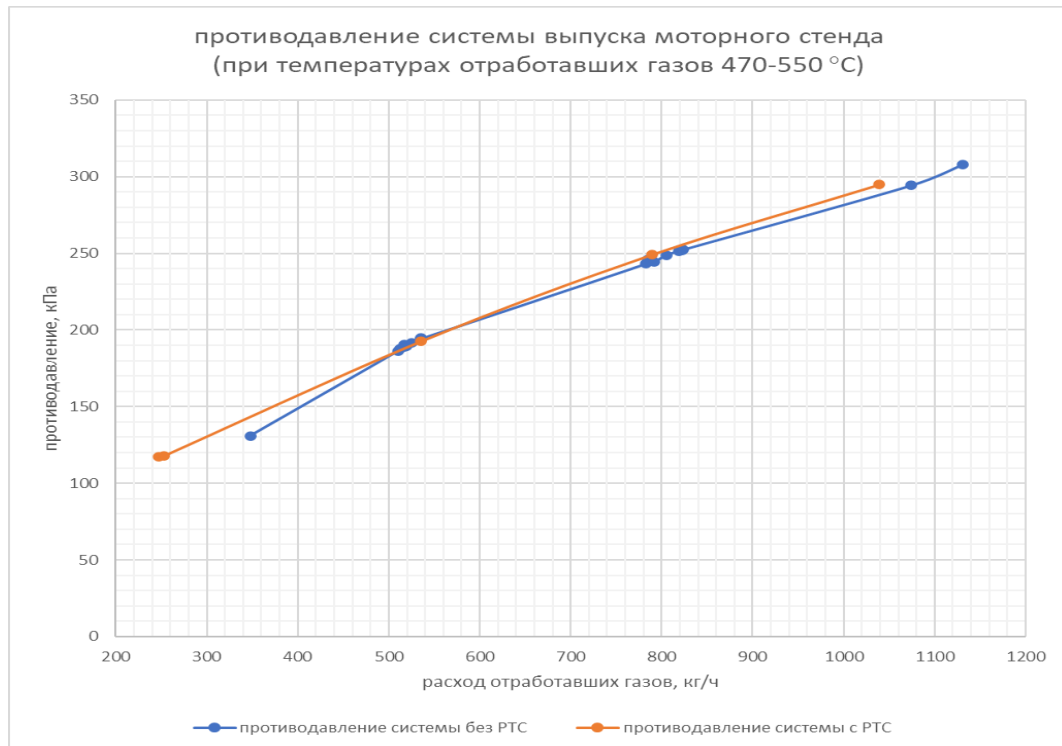


Рисунок 99–Противодавление системы выпуска с нейтрализатором и без него

На рисунках 100...115 приведены величины крутящего момента, давления наддува, температуры потока отработавших газов, часового расхода при включенной и выключенной подаче вторичного топлива при 4-х положениях рейки топливного насоса высокого давления.

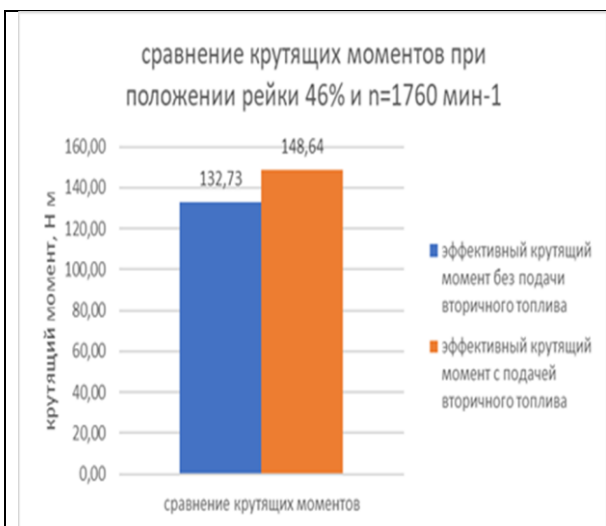


Рисунок 100-Сравнение крутящих моментов при положении рейки 46%



Рисунок 101- Сравнение величин давления наддува при положении рейки 46%



Рисунок 102-Сравнение температур при положении рейки 46%

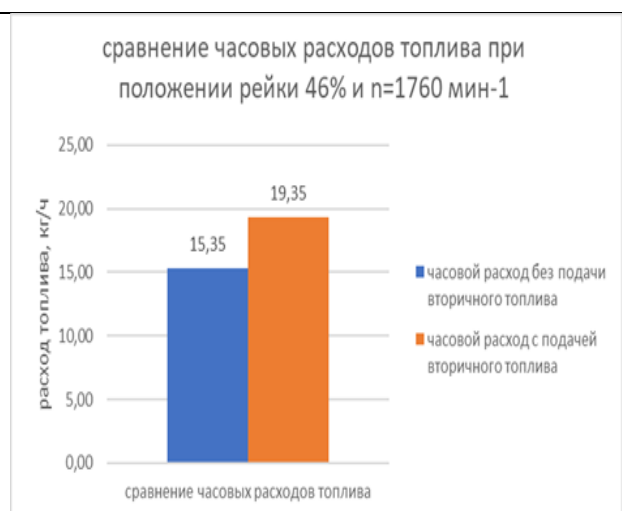


Рисунок 103-Сравнение расходов при положении рейки 46%

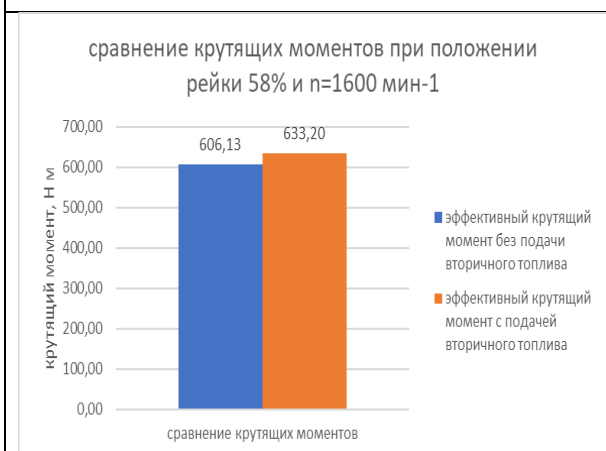


Рисунок 104-Сравнение крутящих при положении рейки 58% моментов

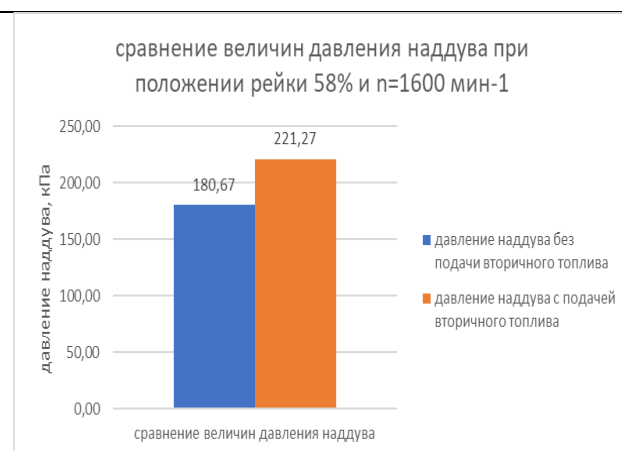


Рисунок 105- Сравнение величин давления наддува при положении рейки 58%

<p>сравнение температур потока ОГ за нейтрализатором при положении рейки 58% и n=1600 мин-1</p> <p>температура, °С</p> <p>467,42 534,96</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ температура потока ОГ за нейтрализатором без подачи вторичного топлива ■ температура потока ОГ за нейтрализатором с подачей вторичного топлива <p>сравнение температур потока ОГ за нейтрализатором</p>	<p>сравнение часовых расходов топлива при положении рейки 58% и n=1600 мин-1</p> <p>расход топлива, кг/ч</p> <p>24,06 25,57</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ часовой расход без подачи вторичного топлива ■ часовой расход с подачей вторичного топлива <p>сравнение часовых расходов топлива</p>
<p>Рисунок 106-Сравнение температур при положении рейки 58%</p>	<p>Рисунок 107-Сравнение расходов при положении рейки 58%</p>
<p>Сравнение крутящих моментов при положении рейки 60% и n=1640 мин-1</p> <p>крутящий момент, Н м</p> <p>625,44 633,46</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ эффективный крутящий момент без подачи вторичного топлива ■ эффективный крутящий момент с подачей вторичного топлива <p>сравнение крутящих моментов</p>	<p>Сравнение величин давления наддува при положении рейки 60% и n=1640 мин-1</p> <p>давление наддува, кПа</p> <p>185,61 204,21</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ давление наддува без подачи вторичного топлива ■ давление наддува с подачей вторичного топлива <p>сравнение величин давления наддува</p>
<p>Рисунок 108-Сравнение крутящих моментов при положении рейки 60%</p>	<p>Рисунок 109- Сравнение величин давления наддува при положении рейки 60%</p>
<p>Сравнение температур потока отработавших газов при положении рейки 60% и n=1640 мин-1</p> <p>температура °С</p> <p>482,95 508,50</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ температура ОГ за нейтрализатором без подачи вторичного топлива ■ температура ОГ за нейтрализатором с подачей вторичного топлива <p>сравнение температур</p>	<p>Сравнение часовых расходов топлива при положении рейки 60% и n=1640 мин-1</p> <p>расход топлива, кг/ч</p> <p>24,6 25,44</p> <ul style="list-style-type: none"> ■ часовой расход без подачи вторичного топлива ■ часовой расход с подачей вторичного топлива <p>сравнение часовых расходов</p>
<p>Рисунок 110-Сравнение температур при положении рейки 60%</p>	<p>Рисунок 111-Сравнение расходов при положении рейки 60%</p>

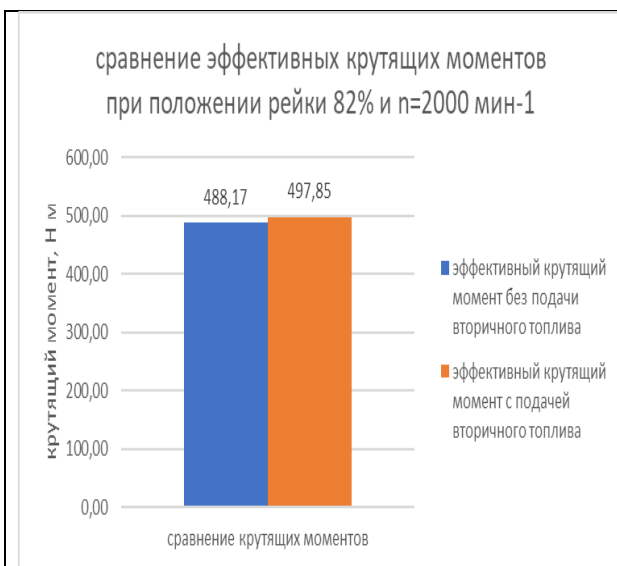


Рисунок 112-Сравнение крутящих моментов при положении рейки 82%

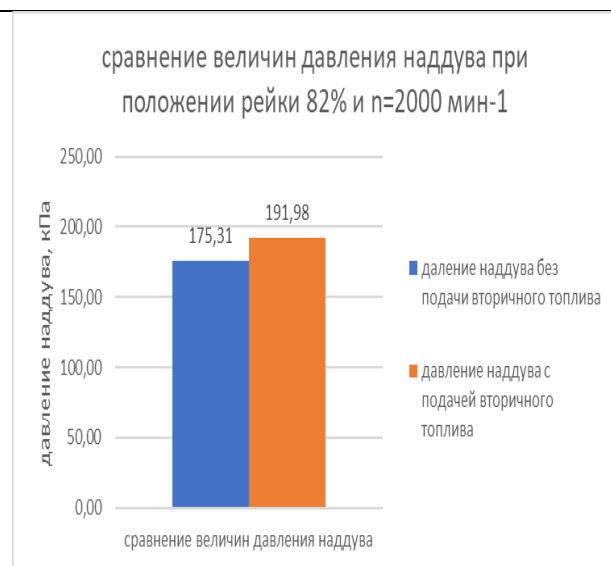


Рисунок 113- Сравнение величин давления наддува при положении рейки 82%

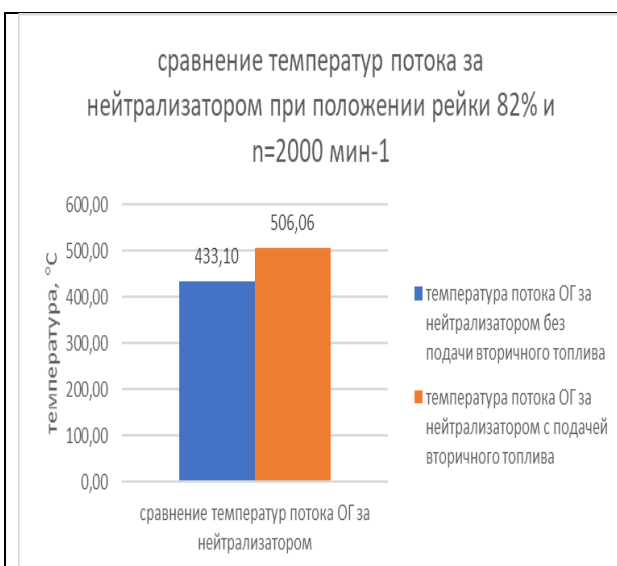


Рисунок 114-Сравнение температур при положении рейки 82%

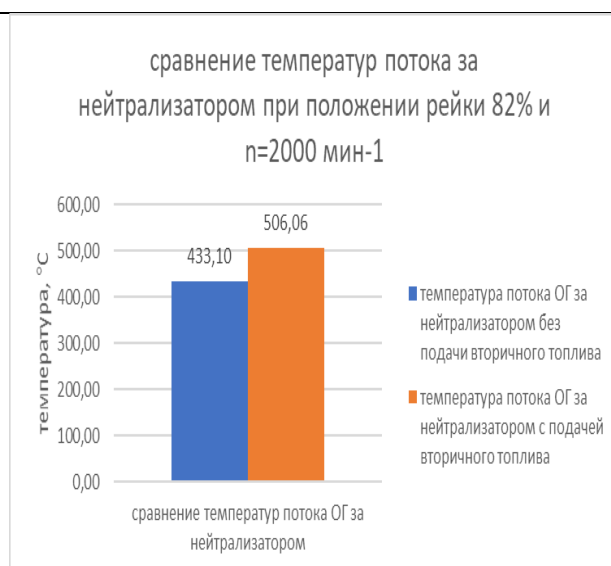


Рисунок 115-Сравнение расходов при положении рейки 82%

Результаты эксперимента в виде зависимости относительного приращения эффективного крутящего момента от относительного приращения расхода топлива показаны на рисунке 116.

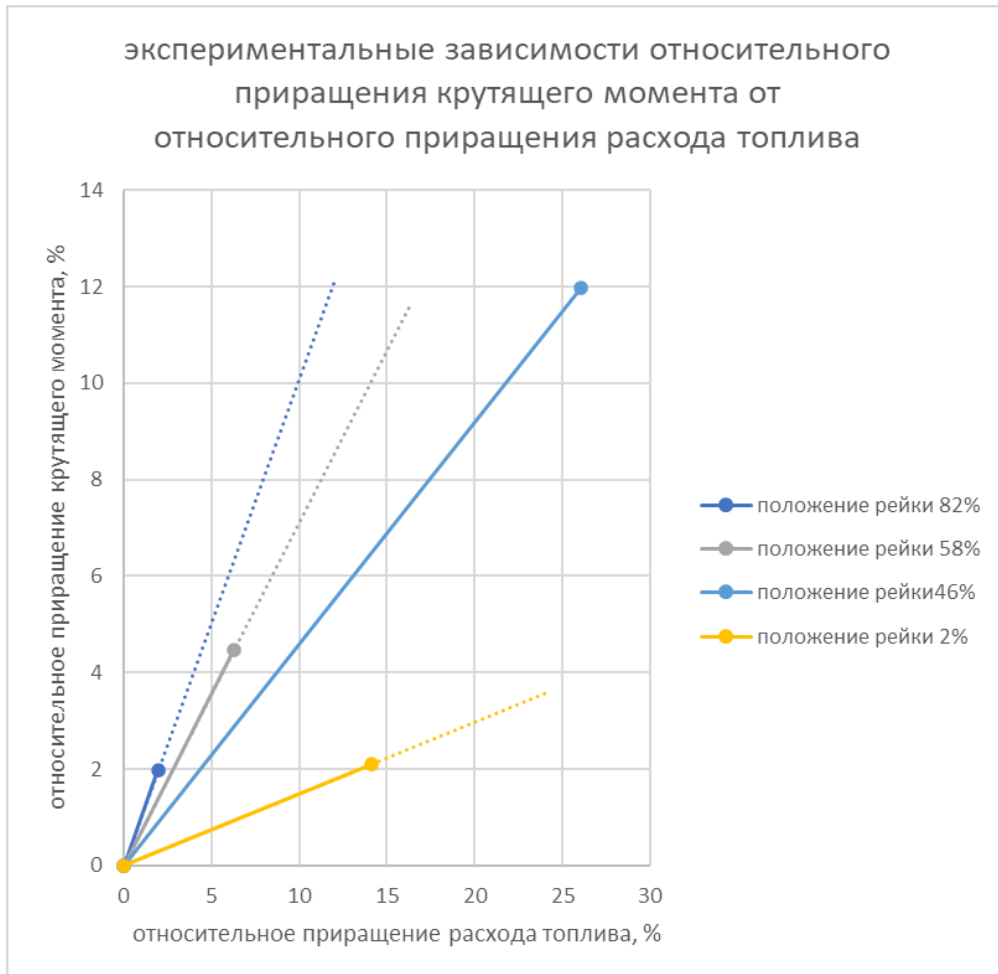


Рисунок 116-Относительные приращения крутящего момента

4.2 Выводы по четвертой главе

- Испытания подтвердили возможность увеличения эффективного крутящего момента путем дополнительного подвода теплоты к турбине агрегата наддува;
- Максимальная величина относительного приращения крутящего момента, полученная при испытаниях, составляет 12% при увеличении расхода топлива на 26% и увеличении температуры за катализатором на 110 °С;
- Получено подтверждение связи между количеством подаваемого вторичного топлива на катализатор и изменением температуры потока отработавших газов за катализатором;
- Получено подтверждение связи между количеством подаваемого вторичного топлива на катализатор и изменением давления наддува турбокомпрессора;
- Замеры противодавления показали незначительное влияние нейтрализатора на внесенное противодавление системы выпуска;
- Кривые изменения расхода вторичного топлива и давления наддува протекают практически синхронно, задержка реакции составляет не более 1 с.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ И ВЫВОДЫ

- 1) Выполнен анализ современных систем утилизации тепловой энергии отработавших газов ДВС. По результатам анализа определено перспективное направление исследования возможностей использования теплоты, выделяемой в результате совершения химических реакций внутри каталитического нейтрализатора отработавших газов.
- 2) Предложен способ использования каталитического нейтрализатора в качестве дополнительного источника теплоты подводимой к колесу турбины агрегата наддува для превращения в работу. Способ использования дополнительного источника теплоты позволяет путем передачи дополнительной тепловой энергии на рабочее колесо турбины обеспечить увеличение величины наполнения цилиндров ДВС и тем самым поднять эффективный крутящий момент при сохранении текущей частоты вращения.
- 3) Проведена расчетная оценка параметров при реализации способа дополнительного источника теплоты. Определены границы применимости способа. Показан потенциал способа в отношении улучшения характеристики протекания эффективного крутящего момента поршневого ДВС, увеличения коэффициента приспособляемости, увеличения частотного диапазона высоких значений крутящего момента.
- 4) Разработан и изготовлен прототип нейтрализатора отработавших газов с подачей вторичного топлива для установки перед турбиной агрегата наддува. На моторном стенде в составе 6-цилиндрового дизеля проведены испытания прототипа нейтрализатора.
- 5) Результаты испытаний подтвердили ожидаемые улучшения характеристик двигателя. Дополнительно проверена работоспособность нейтрализатора и системы подачи вторичного топлива в условиях воздействия высоких температур отработавших газов. Данный фактор способствует ускорению процесса прогрева нейтрализатора до рабочего диапазона и увеличению эффективности преобразования вредных веществ.
- 6) В ходе исследования обоснован, реализован и применен на практике способ улучшения характеристик ДВС с помощью использования дополнительного источника теплоты.
- 7) Применение способа улучшит удобство управления крутящим моментом в расширенном частотном диапазоне работы двигателя, позволит сократить количество переключений коробки передач при возрастании внешней нагрузки.

СПИСОК СОКРАЩЕНИЙ И УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ

ДВС двигатель внутреннего сгорания

РТС нейтрализатор перед турбиной (Pre-Turbo/Turbine Catalyst)

ТКР турбокомпрессор

C_nH_m несгоревшие углеводороды

V_h м куб; рабочий объем цилиндра

z количество цилиндров

S мм ; ход поршня

$k = 1.39972$ показатель адиабаты

$P_{a1} = 101300$ Па ; давление окружающей среды

$T_{a1} = 293$ К ; температура окружающей среды

$R = 287$ Дж /кг К ; удельная газовая постоянная

$c_p = 1005$ Дж /кг К ; удельная теплоемкость рабочего тела при постоянном давлении

$c_v = 718$ Дж /кг К; удельная теплоемкость рабочего тела при постоянном объеме

ε -степень сжатия поршневой части комбинированного двигателя

ρ_{1k} -отношение давлений на компрессоре лопаточной машины

ρ_k -степень предварительного расширения в цикле Брайтона

$H_u = 42496000$ Дж /кг; низшая теплота сгорания топлива

λ -степень повышения давления в цикле Тринклера

Δq Дж ; -дополнительная теплота цикла Брайтона

ε_k -степень сжатия цикла Брайтона

m кг ; -цикловая масса рабочего тела

ρ -степень предварительного расширения в цикле Тринклера

L_t Дж ; -полезная работа цикла Тринклера

q_1 Дж ; -входная теплота цикла Тринклера

q_2 Дж ; -выходная теплота цикла Тринклера

q_3 Дж ; -входная суммарная теплота цикла Брайтона

q_{3i} Дж ; -уточненная входная теплота цикла Брайтона

q_4 Дж ; -выходная теплота цикла Брайтона

ε_{ki} -уточненная степень сжатия цикла Брайтона

η_t -термический КПД

ψ -коэффициент полноты диаграммы

τ -коэффициент тактности, 1-двухтактный цикл, 2-четырёхтактный цикл

n_n мин⁻¹ ; -номинальная частота вращения

- n мин⁻¹ ; -текущая частота вращения
- Gt кг /ч ; -часовой расход топлива
- gvt кг ; -шаг изменения подачи вторичного топлива
- $gt5$ кг ; -цикловые потери топлива (сырой выброс СН с отработавшими газами)
- m кг ; -цикловая масса рабочего тела
- Ne кВт ; -эффективная мощность
- Me Нм ; -эффективный крутящий момент
- c_0 -начальная концентрация вредного вещества («сырой» выброс)
- c -текущая концентрация вредного вещества
- k -эффективная константа скорости реакции
- l -текущая длина канала с концентрацией вещества c
- a - сторона квадрата сечения ячейки каталитического блока
- v - линейная скорость потока
- c_0 -начальная концентрация вредного вещества («сырой» выброс)
- c -текущая концентрация вредного вещества
- k -эффективная константа скорости реакции
- l -текущая длина канала с концентрацией вещества c
- a - сторона квадрата сечения ячейки каталитического блока
- v - линейная скорость потока
- A - предэкспоненциальный множитель
- E - энергия активации реакции
- R - универсальная газовая постоянная
- T - температура потока

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. А. А. Грунауэр, П.М. Канило, Е. Е. Коссов, И. Д. Долгих, Снижение токсичности и повышение эксплуатационной экономичности транспортных средств, Изд-во Высшая школа» при Харьковском государственном университете, 1981 г.
2. Автопром России в ракурсе поколения К5, Грузовик-пресс 11-2020, <http://www.gruzovikpress.ru/article/25917-sedelnye-tyagachi-kamaz-k5>
3. В. А. Звонов, Г. С. Корнилов, А. В. Козлов, Е. А. Симонова. Оценка и контроль выбросов дисперсных частиц с отработавшими газами дизелей. - М.: Издательство Прима-Пресс-М, 2005
4. В. Ф. Кутенев, Б. В. Кисуленко, Ю. В. Шюте, Экологическая безопасность автомобилей с двигателями внутреннего сгорания (Проблемы нормирования и контроля, методы снижения вредных выбросов), М. «Типография «Наука» РАН», 2009
5. Григоров И. Н., Создание систем двухступенчатого наддува высокофорсированных дизелей различного назначения, диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. М., 2018. 113 с.
6. Давыдков, Б.Н. Системы и агрегаты наддува транспортных двигателей: учеб. пособие / Б.Н. Давыдков, В.Н. Каминский. – М.: «Легион-автодата», 2011.
7. Двигатели внутреннего сгорания: учеб. для вузов по спец. «Строительные и дорожные машины и оборудование», А. С Хачиян, К. А. Морозов, В. Н. Луканин, В. И. Трусов, Д. Д. Багиров, Е. К. Корси; Под ред. В. Н. Луканина, 2-е изд., перераб. и доп.-М: Высшая школа, 1985
8. Дьяченко В. Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. Учебник/ Харьков: ХНАДУ, 2009-500с.
9. Ерохов, В.И. Токсичность современных автомобилей (методы и средства снижения вредных выбросов в атмосферу) – М. : Издательство "Форум", издательство "ИНФРА-М", 2013. – 448 с.
10. И. М. Ленин, Теория автомобильных двигателей, Ленинград, Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1957
11. Каминский В. Н., Каминский Р. В., Титченко А. Ю., Лоик А. В., Надарейшвили Г. Г. Выполнение требований ЕВРО-6 для транспортных дизелей // Научоград Наука Производство Общество. 2017. № 1 (11). С. 38-43.
12. Каминский В. Н. Преимущества расположения нейтрализатора до турбины агрегата наддува/ В.Н. Каминский, Р.В. Каминский, А.С. Филиппов, А.Ю.

Титченко//Научно-практический журнал «Тракторы и сельхозмашины» № 3-2020, М., ООО «Издательство журнала «ТСМ», 2020

13. Каминский Р. В., Методика создания типоразмерного ряда турбокомпрессоров для поршневых двигателей различного назначения, диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. М., 2015. 126 с.
14. Колчин, А. И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А. И. Колчин, А. И., В. П. Демидов. – 4-е изд., стереотипное. – М.: Высшая школа, 2008. –496 с.
15. Коршунов И. А., Кинетика нейтрализации токсичных газов на каталитическом конверторе, монография, Н.Новгород
16. Кульчицкий А. Р., Токсичность автомобильных и тракторных двигателей, 2-е изд., испр. и доп., М: Академический Проект, 2004
17. Лазарев А. В., Улучшение характеристик автомобильного двигателя при помощи агрегата наддува с обратимой электрической машиной: диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. М., 2018. 116 с.
18. Лазарев, А. В. Результаты разработки регулируемого турбоэлектрокомпрессора / А. В. Лазарев, В. Н. Каминский, Р. В. Каминский и др. // Известия МГТУ МАМИ. – 2014. – Т1. – № 4 (22). – С. 47-50.
19. Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И. Токсичность отработавших газов дизелей. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.
20. Надарейшвили Г. Г., Научные основы создания комплексных систем обеспечения современных экологических и акустических показателей двигателей внутреннего сгорания: диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук, М., 2021, 431 с.
21. Новиков И. И., Термодинамика: Учебное пособие для студентов энергомашиностроительных и теплотехнических специальностей втузов. -М.: Машиностроение, 1984
22. Панченков Г. М., Лебедев В. П., Химическая кинетика и катализ, М. Изд-во МГУ, 1990.
23. Первый в мире коммерческий дизельный двигатель с эффективным КПД выше 50% Новости компании Weichai <http://weichairus.ru/kompania/publikacii/novosti/vyshe-50.html>
24. Повх И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. Изд. 2-е доп. и исправл. Л. «Машиностроение (Ленинградское отделение), 1974
25. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» направления

«Энергомашиностроение» / Р. З. Кавтарадзе. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 720 с.

26. Фомин В.М. Совершенствование экологических качеств транспортного дизеля применением средств физико-химического воздействия на процессы рабочего цикла/ В.М. Фомин, Атраш Рами, М.В. Хергеледжи//Известия МГТУ «МАМИ». - 2012.- № 2 (14).- т.1.-С.397-402.
27. Фомин В.М. Генерирование водородосодержащего газа на борту транспортного средства/ В.М. Фомин, М.В. Хергеледжи, Д.В. Апельинский, В.Ф. Каменев//Известия МГТУ «МАМИ».- 2013.- № 1 (15).- Т.1.- С. 204-212.
28. Фомин В.М. Совершенствование экологических и топливно-экономических показателей дизеля воздействием на реакционно-кинетический механизм рабочего цикла: автореферат диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук. М., 1996. 28 с.
29. Хрипач Н. А., Совершенствование экологических и топливоэкономических показателей работы двигателя с принудительным зажиганием применением предварительной термохимической конверсии метанола: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. М., 2004. 22 с.
30. Экология и ресурсосбережение на транспорте: учебник/ М.М. Болбас, Е. Л. Савич, Г. М. Кухарёнок, Л. Н. Поклад; под ред. М. М. Болбаса.- Минск,2011
31. Alias Mohd Noor, Rosnizam Che Puteh, Srithar Rajoo, Waste Heat Recovery Technologies In Turbocharged Automotive Engine – A Review, Journal of Modern Science and Technology Vol.2 No.1 March 2014. Pp.108-119
32. Bermúdez V., Luján J-M., Piqueras P., et al. Pollutants emission and particle behavior in a pre-turbo aftertreatment light-duty diesel engine // Original research article. Energy. Vol. 66. 1 March 2014. Pp. 509–522.
33. Brüstle C., Tomazic D., Franke M. Aftertreatment in a Pre-Turbocharger position: Size and fuel consumption advantage for TIER 4 // Special Edition MTZ. May 2013.
34. Brüstle C., Downey M., Subramaniam M., et al. Aftertreatment in a Pre-Turbo Position: Size and Fuel Consumption Advantage for Tier 4 Large-Bore Diesel Engines. Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology, 2011.
35. Günter T., Pesek J., Schäfer K., et al. Cu-SSZ-13 as pre-turbine NO_x-removal-catalyst: Impact of pressure and catalyst poisons // Applied Catalysis B: Environmental, Vol. 198. 5 December 2016. Pp. 548–557.
36. Hopmann, U. Diesel engine waste heat recovery utilizing electric turbocompound technology / U. Hopmann // DEER Conference, San Diego, California. – 2004. – 20 p.

37. Lujan Martinez, JM.; Serrano Cruz, JR.; Piqueras Cabrera, P.; Garcia Afonso, O. (2015) Experimental assessment of a pre-turbo aftertreatment configuration in a single stage turbocharged diesel engine. Part 2: Transient operation. Energy. 80:614-627.
<http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2014.12.017>.
38. Mercedes-AMG Develops Electric Exhaust Gas Turbocharger, Autor: Thomas Schneider | Engine Technology | News | Onlineartikel, 08.07.2020
<https://www.springerprofessional.de/engine-technology/charging/mercedes-amg-develops>
39. Plug and Play Micro-ORC, A 1 kW Distributive Energy Solution for Residential or Commercial Electricity at \$3,000, Air Squared, <http://airsquared.com>
40. Ring Catalyst Turbocharger Increases Engine Efficiency in Hybrids
Autor: Christiane Köllner, 22.05.2019 | Engine Technology | News | Onlineartikel
https://www.springerprofessional.de/topic/Engine_Technology

Приложение А. Результаты расчета параметров циклов с дополнительным источником теплоты для дизелей различной размерности

1) двигатель 6ЧН13/14

Таблица 12-Исходные данные

крутящий момент	удельн расход	% нагрузки	мощность кВт	частота мин-1	расх топл кг/ч	расх возд кг/ч	расх ОГ кг/ч	выброс СН
Me Н*м	ge g/kWh	load %	Ne	n	Gf	Ga	G	СН ppm
0		0	0	600	0,8	197,1	197,9	155
1295,257	194,0928	100	165,9	1223,1	32,2	649,8	682	111
650,3782	199,1992	50	99,9	1466,8	19,9	647,8	667,7	104
972,6377	193,4404	75	149,4	1466,8	28,9	759,3	788,2	94
632,4037	198,7654	50	81	1223,1	16,1	492,7	508,8	107
957,9746	194,784	75	122,7	1223,1	23,9	562,9	586,8	95
308,3944	227,8481	25	39,5	1223,1	9	444,7	453,7	111
1304,012	193,7094	100	200,3	1466,8	38,8	898,7	937,5	106
317,0512	232,0329	25	48,7	1466,8	11,3	563,5	574,8	117
1196,384	197,3868	100	214,3	1710,5	42,3	1095,9	1138,2	102
290,8614	245,6814	25	52,1	1710,5	12,8	685,2	698	127
889,8906	198,8708	75	159,4	1710,5	31,7	923,7	955,4	100
598,471	208,0224	50	107,2	1710,5	22,3	794,4	816,7	112

Таблица 13-Результат расчета

η_t с потерянной теплотой	η_t с возвращен. теплотой	Ne с потерянной теплотой, кВт	ge с потерянной теплотой, кг/кВт ч	Ne с возвращен. теплотой, кВт	ge с возвращен. теплотой, кг/кВт ч	Ne с дополни тельной теплотой, кВт
η_{t1}	η_{t2}	Ne1	ge1	Ne2	ge2	Ne3
0,6239	0,6247	25,6372	0,0312	25,6678	0,0312	25,6979
0,6956	0,6963	165,9505	0,194	166,064	0,1939	166,1766
0,67	0,6706	99,9602	0,1991	100,0306	0,1989	100,1005
0,6914	0,6919	149,4338	0,1934	149,5217	0,1933	149,609
0,6577	0,6584	81,071	0,1986	81,1317	0,1984	81,1919
0,6771	0,6776	122,6689	0,1948	122,7453	0,1947	122,8212
0,6417	0,6423	39,5439	0,2276	39,5767	0,2274	39,6091
0,7117	0,7123	200,2316	0,1938	200,355	0,1937	200,4776
0,6496	0,6503	48,7126	0,232	48,7545	0,2318	48,7959
0,7165	0,7171	214,4447	0,1973	214,5703	0,1971	214,695
0,6552	0,6559	52,2697	0,2449	52,3181	0,2447	52,3659
0,6957	0,6963	159,3952	0,1989	159,4944	0,1988	159,5929
0,676	0,6766	107,3431	0,2077	107,4232	0,2076	107,5026

2) двигатель 12ЧН26/26

Таблица 14-Исходные данные

крутящий момент	удельн расход	% нагрузки	мощность кВт	частота мин-1	расх топл кг/ч	расх возд кг/ч	расх ОГ кг/ч	выброс СН
Me Н*м	ge g/kWh	load %	Ne	n	Gf	Ga	G	СН ppm
23880,88	198,6564	100	2500,80	1000	496,8	14609	15105,8	54
26218,12	199,8138	100	2471	900	493,74	13603	14096,74	148,2
18720,44	215,7383	100	1470,3	750	317,2	11270	11587,2	1

Таблица 15-Результат расчета

ηт с потерянной теплотой	ηт с возвращен. теплотой	Ne с потерянной теплотой, кВт	ge с потерянной теплотой, кг/кВт ч	Ne с возвращен. теплотой, кВт	ge с возвращен. теплотой, кг/кВт ч	Ne с дополни тельной теплотой, кВт
ηт1	ηт2	Ne1	ge1	Ne2	ge2	Ne3
0,7578	0,7583	2500,8859	0,1986	2501,446	0,1986	2502,001
0,7601	0,7614	2471,0042	0,1998	2472,502	0,1997	2473,967
0,7607	0,7607	1470,3871	0,2157	1470,394	0,2157	1470,401

3) двигатель 12ЧН18/20

Таблица 16-Исходные данные

крутящий момент	удельн расход	% нагрузки	мощность кВт	частота мин-1	расх топл кг/ч	расх возд кг/ч	расх ОГ кг/ч	выброс СН
Me Н*м	ge g/kWh	load %	Ne	n	Gf	Ga	G	СН ppm
3418,648	220,408	100	537	1500	118,35	-	4121	90
2563,986	231,765	75	402,75	1500	93,34	-	3250	81
1709,324	299,511	50	268,5	1500	80,41	-	2800	87

Таблица 17-Результат расчета

ηт с потерянной теплотой	ηт с возвращен. теплотой	Ne с потерянной теплотой, кВт	ge с потерянной теплотой, кг/кВт ч	Ne с возвращен. теплотой, кВт	ge с возвращен. теплотой, кг/кВт ч	Ne с дополни тельной теплотой, кВт
ηт1	ηт2	Ne1	ge1	Ne2	ge2	Ne3
0,6396	0,6402	537,0904	0,2204	537,4388	0,2202	537,7847
0,604	0,6045	402,7604	0,2318	403,0242	0,2316	403,286
0,5798	0,5803	268,5345	0,2995	268,741	0,2992	268,9458

4) двигатель 8ЧН12/13

Таблица 18-Исходные данные

крутящий момент	удельн расход	% нагрузки	мощность кВт	частота мин-1	расх топл кг/ч	расх возд кг/ч	расх ОГ кг/ч	выброс СН
Me Н*м	ge g/kWh	load %	Ne	n	Gf	Ga	G	СН ppm
16,23	1392,1	0	1,02	600	1,42	183,47	184,89	34
1835,5	220,57	100	226,82	1180	50,03	954,22	1004,25	265
936,42	221,04	50	142,19	1450	31,43	922,24	953,67	81
1385,0	218,96	75	210,31	1450	46,05	1160,79	1206,84	87
929,76	212,63	50	114,89	1180	24,43	621,56	645,99	86
1381,2	222,11	75	170,68	1180	37,91	787,94	825,85	237
475,36	236,63	25	58,74	1180	13,9	518,07	531,97	57
1832,7	217,18	100	278,29	1450	60,44	1381,09	1441,53	97
489,71	245,96	25	74,36	1450	18,29	732,78	751,07	69
1697,2	235,39	100	307,48	1730	72,38	1744,74	1817,12	156
466,81	253,16	25	84,57	1730	21,41	965,97	987,38	83
1284,8	234,73	75	232,77	1730	54,64	1509,3	1563,94	125
876,32	228,26	50	158,76	1730	36,24	1220,44	1256,68	102

Таблица 19-Результат расчета

η_t с потерянной теплотой	η_t с возвращен. теплотой	Ne с потерянной теплотой, кВт	ge с потерянной теплотой, кг/кВт ч	Ne с возвращен. теплотой, кВт	ge с возвращен. теплотой, кг/кВт ч	Ne с дополни тельной теплотой, кВт
0,6073	0,6075	1,1383	1,2474	1,1385	1,2473	1,1386
0,7364	0,7383	226,8238	0,2206	227,1365	0,2203	227,4421
0,7097	0,7103	142,2565	0,2209	142,323	0,2208	142,389
0,7358	0,7364	210,305	0,2190	210,4009	0,2189	210,4961
0,6876	0,6882	114,9092	0,2126	114,9714	0,2125	115,033
0,7154	0,717	170,6719	0,2221	170,8993	0,2218	171,1217
0,6629	0,6633	58,7427	0,2366	58,7652	0,2365	58,7876
0,7537	0,7544	278,2745	0,2172	278,4072	0,2171	278,5388
0,681	0,6815	74,3554	0,2460	74,3877	0,2459	74,4196
0,7586	0,7597	307,4758	0,2354	307,7036	0,2352	307,9285
0,6929	0,6935	84,5625	0,2532	84,6043	0,2531	84,6457
0,744	0,7449	232,7796	0,2347	232,9262	0,2346	233,0712
0,721	0,7217	158,7774	0,2282	158,8663	0,2281	158,9544

5) двигатель 16ДПН23/2*30

Таблица 20-Исходные данные

крутящий момент	удельн расход	% нагрузки	мощность кВт	частота мин-1	расх топл кг/ч	расх возд кг/ч	расх ОГ кг/ч	выброс СН
Me Н*м	ge g/kWh	load %	Ne	n	Gf	Ga	G	СН ppm
43926,76	229,7826	100	3680	800	845,6	37700	38545,6	54
32945,07	247,4275	75	2760	800	682,9	33540	34222,9	58
21963,38	301,087	50	1840	800	554	29025	29579	72
10981,69	498,913	25	920	800	459	24768	25227	123
4392,676	1135,87	10	368	800	418	21200	21618	157

Таблица 21-Результат расчета

ηт с потерянной теплотой	ηт с возвращен. теплотой	Ne с потерянной теплотой, кВт	ge с потерянной теплотой, кг/кВт ч	Ne с возвращен. теплотой, кВт	ge с возвращен. теплотой, кг/кВт ч	Ne с дополни тельной теплотой, кВт
0,7121	0,7126	3680,6478	0,2297	3681,272	0,2297	3681,884
0,698	0,6986	2760,533	0,2474	2760,978	0,2473	2761,411
0,6797	0,6803	1840,4427	0,301	1840,691	0,301	1840,923
0,6578	0,6589	920,4366	0,4987	920,2652	0,4988	920,0599
0,6355	0,6368	368,4352	1,1345	367,719	1,1367	366,9619

6) двигатель 16ЧН25/27

Таблица 22-Исходные данные

крутящий момент	удельн расход	% нагрузки	мощность кВт	частота мин-1	расх топл кг/ч	расх возд кг/ч	расх ОГ кг/ч	выброс СН
Me Н*м	ge g/kWh	load %	Ne	n	Gf	Ga	G	СН ppm
21008,45	204,0909	100	2200	1000	449	14648	15097	61
15756,34	206,0606	75	1650	1000	340	11429	11769	54
10504,23	213,6364	50	1100	1000	235	8600	8835	43
5252,113	240	25	550	1000	132	5426	5558	24,5
2100,845	340,9091	10	220	1000	75	3451	3526	20

Таблица 23-Результат расчета

ηт с потерянной теплотой	ηт с возвращен. теплотой	Ne с потерянной теплотой, кВт	ge с потерянной теплотой, кг/кВт ч	Ne с возвращен. теплотой, кВт	ge с возвращен. теплотой, кг/кВт ч	Ne с дополни тельной теплотой, кВт
0,7052	0,7056	2200,0059	0,2041	2200,778	0,204	2201,547
0,6744	0,6748	1650,1254	0,206	1650,699	0,206	1651,27
0,635	0,6353	1100,173	0,2136	1100,522	0,2135	1100,869
0,561	0,5611	550,0368	0,24	550,1639	0,2399	550,2906
0,4735	0,4736	220,0208	0,3409	220,0781	0,3408	220,1352

7) двигатель 8ЧН14/14

Таблица 24-Исходные данные

крутящий момент	удельн расход	% нагрузки	мощность кВт	частота мин-1	расх топл кг/ч	расх возд кг/ч	расх ОГ кг/ч	выброс СН
Me Н*м	ge g/kWh	load %	Ne	n	Gf	Ga	G	СН ppm
1560,054	248,067	100	310,4	1900	77	2240,21	2317,21	382
1170,04	238,8316	75	232,8	1900	55,6	2033,76	2089,36	353
780,0268	240,3351	50	155,2	1900	37,3	1725,7	1763	318
155,8043	445,1613	10	31	1900	13,8	1279,1	1292,9	284
1962,911	222,7027	100	277,5	1350	61,8	1693,44	1755,24	400
1472,006	217,6838	75	208,1	1350	45,3	1376,03	1421,33	378
981,8092	219,0202	50	138,8	1350	30,4	1101,49	1131,89	342
52,88841	555,5556	0	3,6	650	2	358,72	360,72	236

Таблица 25-Результат расчета

ηт с потерянной теплотой	ηт с возвращен. теплотой	Ne с потерянной теплотой, кВт	ge с потерянной теплотой, кг/кВт ч	Ne с возвращен. теплотой, кВт	ge с возвращен. теплотой, кг/кВт ч	Ne с дополнительной теплотой, кВт
0,7293	0,7334	310,5376	0,248	310,8376	0,2477	311,0902
0,7188	0,7228	232,6546	0,239	232,7263	0,2389	232,7584
0,7	0,7037	155,3779	0,2401	155,2903	0,2402	155,1737
0,6558	0,6597	31,32	0,4406	30,6776	0,4498	30,0193
0,7353	0,7393	277,5741	0,2226	277,9713	0,2223	278,3313
0,7122	0,7158	208,2649	0,2175	208,5874	0,2172	208,8818
0,6859	0,6891	138,761	0,2191	138,9476	0,2188	139,1145
0,6279	0,6305	9,7	0,2061	9,558	0,2092	9,40

8) двигатель 12ЧН26/26

Таблица 26-Исходные данные

крутящий момент	удельн расход	% нагрузки	мощность кВт	частота мин-1	расх топл кг/ч	расх возд кг/ч	расх ОГ кг/ч	выброс СН
Me Н*м	ge g/kWh	load %	Ne	n	Gf	Ga	G	СН ppm
20101,27	186,3772	100	2105	1000	392,3239026	-	14000	200
15068,79	204,2244	75	1578	1000	322,2660629	-	11500	150
10055,41	252,8203	50	1053	1000	266,2197911	-	9500	100

Таблица 27-Результат расчета

ηт с потерянной теплотой	ηт с возвращен. теплотой	Ne с потерянной теплотой, кВт	ge с потерянной теплотой, кг/кВт ч	Ne с возвращен. теплотой, кВт	ge с возвращен. теплотой, кг/кВт ч	Ne с дополнительной теплотой, кВт
0,7485	0,7503	2105,0524	0,1864	2106,805	0,1862	2108,502
0,7286	0,73	1578,2261	0,2042	1579,277	0,2041	1580,3
0,7079	0,7088	1053,0524	0,2528	1053,536	0,2527	1054,009

Приложение Б. Сравнение расчетных и экспериментальных параметров

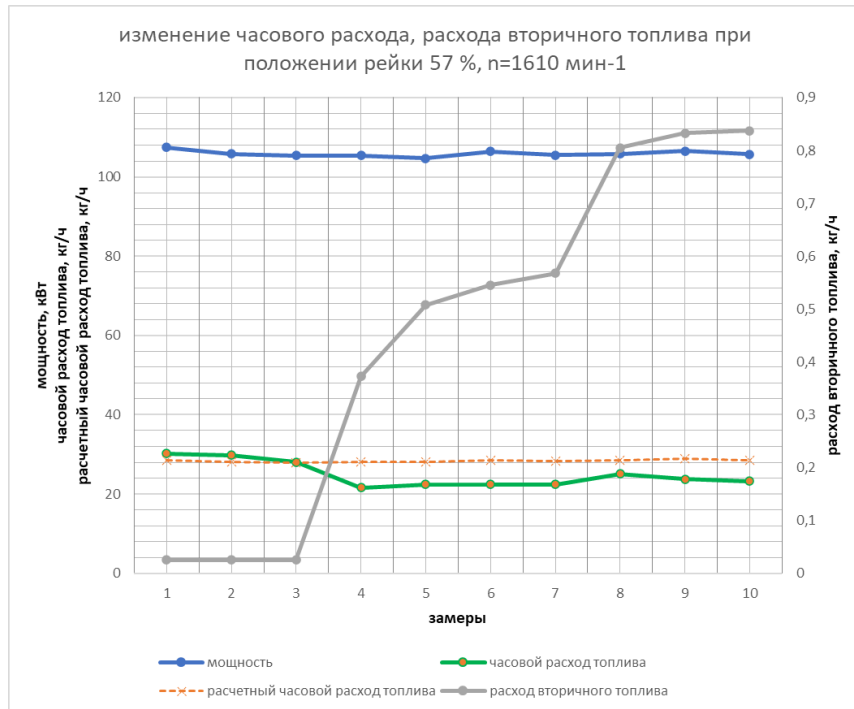


Рисунок 117-Расчетные и экспериментальные значения часовых расходов при положении рейки 57% и частоте вращения $n=1610 \text{ мин}^{-1}$

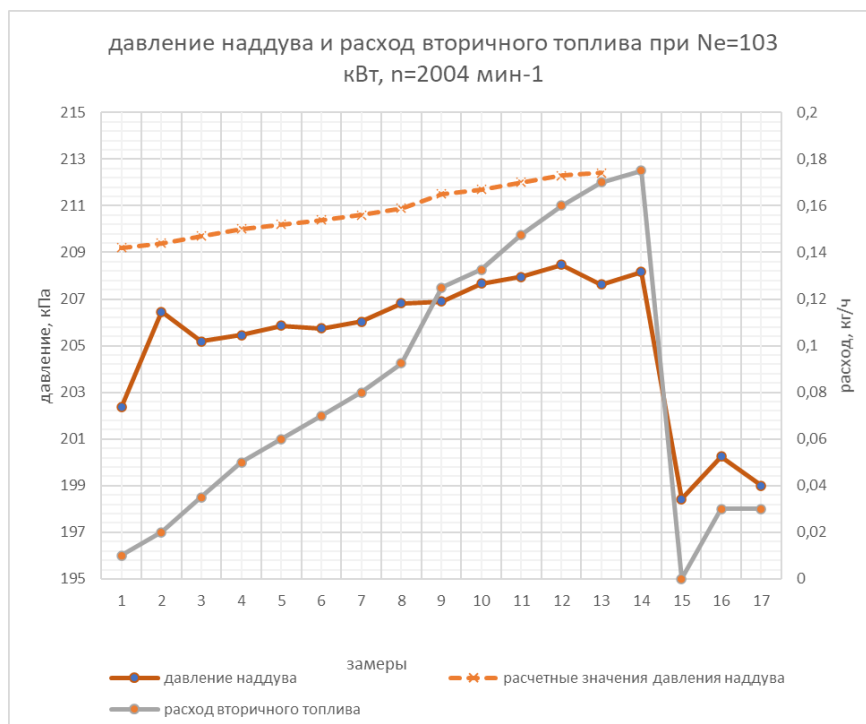


Рисунок 118-Расчетные и экспериментальные значения давления наддува при $N_e=103 \text{ кВт}$, $n=2004 \text{ мин}^{-1}$

Максимальная ошибка в расчете часового расхода топлива 12,5%,
 максимальная ошибка в расчете давления наддува 2,4%.