

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

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»

(наименование кафедры)

13.04.03 Энергетическое машиностроение

(код и наименование направления подготовки)

Энергетические комплексы и системы управления

(направленность (профиль))

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

на тему Повышение эффективности когенерационных установок
малой и средней мощности

Студент

С.И. Жученко

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Научный
руководитель

Д.А. Павлов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель программы

к.т.н., доцент Д.А. Павлов

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

(личная подпись)

« ____ » _____ 2019 г.

Допустить к защите

Заведующий кафедрой

к.т.н., доцент, Д.А. Павлов

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

(личная подпись)

« ____ » _____ 2019 г.

Тольятти 2019

Содержание

ВВЕДЕНИЕ	3
1 Состояние вопроса	5
1.1 Тепловой баланс поршневого двигателя когенерационной установки.....	8
1.2 Анализ преимуществ и недостатков когенерационных установок.....	10
1.3 Рекомендации по выбору элементов гибридной установки	14
2 Методы совершенствования рабочего процесса когенерационных установок	19
2.1 Совершенствование системы зажигания	23
2.2 Повышение турбулентности заряда	25
2.3 Подогрев заряда на впуске	28
2.4 Рециркуляция отработавших газов.....	30
2.5 Применение топлив с высокой ламинарной скоростью сгорания.....	31
2.6 Влияние факторов на термодинамическую эффективность.....	41
2.7 Схема гибридной силовой установки	47
3 Электрические накопители энергии	52
4 Совершенствование теплофикационной части установки.....	61
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	65
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	66

ВВЕДЕНИЕ

Одним из перспективных направлений развития современной энергетики является распределенная энергетика. Технические принципы распределенной энергетики сегодня возможно реализовать, например, газопоршневых установок (ГПУ). ГПУ представляет собой поршневой двигатель внутреннего сгорания совмещенной с генератором. Для снижения стоимости получаемой электроэнергии применяют дешевые газы, например природный газ. Основным недостатком установок такого типа является относительно невысокий КПД. КПД современных ГПУ составляет примерно 30 - 38%. Как показывает практика дальнейшее повышение эффективности ГПУ ограничено КПД термодинамического процесса реализуемого поршневым двигателем. Одним из направлений позволяющим повысить общий КПД газопоршневых установок является использование метода когенерации. Суть метода заключается в совместной выработке электричества и тепла. Такой подход позволяет повысить КПД газопоршневых установок на величину порядка 80%. Тем не менее и этот подход имеет ряд недостатков, в частности, одним из недостатков таких установок является невозможность получения тепла без выработки электрической энергии.

Целью магистерской работы является анализ возможности повышения эффективности когенерационных установок.

Для того, чтобы добиться поставленных целей необходимо выполнить следующие задачи исследования:

- провести анализ существующих когенерационных установок;
- провести анализ перспективных направлений развития когенерационных систем;
- разработать рекомендации на основе проведенного анализа по повышению экономических показателей.

Объектом исследования является процесс, обеспечивающий повышение эффективности стационарной когенерационной установки.

Предметом исследования являются стационарная когенерационная установка.

Научная новизна. Научная новизна заключается в обосновании метода, обеспечивающего повышение эффективных показателей установки.

Практическая значимость. Практическая значимость работы заключается в разработке технического предложения, которые смогут обеспечить улучшение показателей когенерационной установки.

На защиту выносятся:

- направления возможности повышения эффективных показателей когенерационных установок;
- рекомендации по дальнейшему совершенствованию стационарных установок.

Апробация работы: основные положения данной работы докладывались магистрантом и выносились на обсуждение на научно-технических семинарах кафедры «Энергетические машины и системы управления» ТГУ.

Публикации: по теме диссертации опубликовано 2 печатных работ.

Структура и объем диссертации.

Диссертация состоит из введения, четырех глав, заключения включающего основные результаты и выводы и списка используемых источников.

1 Состояние вопроса

«В Энергетической стратегии России на период до 2030 года одной из задач является модернизация и создание новой энергетической инфраструктуры на основе масштабного технологического обновления энергетического сектора экономики страны. Отмечается, что энергетическая безопасность является одной из важнейших составляющих национальной безопасности страны. Обеспечение энергетической безопасности определяется ресурсной достаточностью, экономической доступностью, экологической и технологической допустимостью. Ресурсная достаточность определяет физические возможности бездефицитного обеспечения энергоресурсами национальной экономики и населения, экономическая доступность – рентабельность такого обеспечения при соответствующей конъюнктуре цен, экологическая и технологическая допустимость – возможность добычи, производства и потребления энергоресурсов в рамках, существующих на каждом этапе технологий и экологических ограничений, определяющих безопасность функционирования энергетических объектов» [1].

«Меморандум о создании и деятельности технологической платформы «Малая распределенная энергетика» гласит, что одними из основных сфер применения новых технологических решений малой распределенной энергетике являются» [37]:

- когенерационные установки для модернизации коммунальной инфраструктуры поселений;
- типовые комплекты оборудования и модульные технологические решения для энергоснабжения удаленных и изолированных потребителей;
- комплексные локальные энергосистемы с максимально возможным использованием местных топливных ресурсов.

Таким образом, тема диссертационной работы является актуальной.

Для иллюстрации на рисунке 1.1 представлена когенерационная установка.

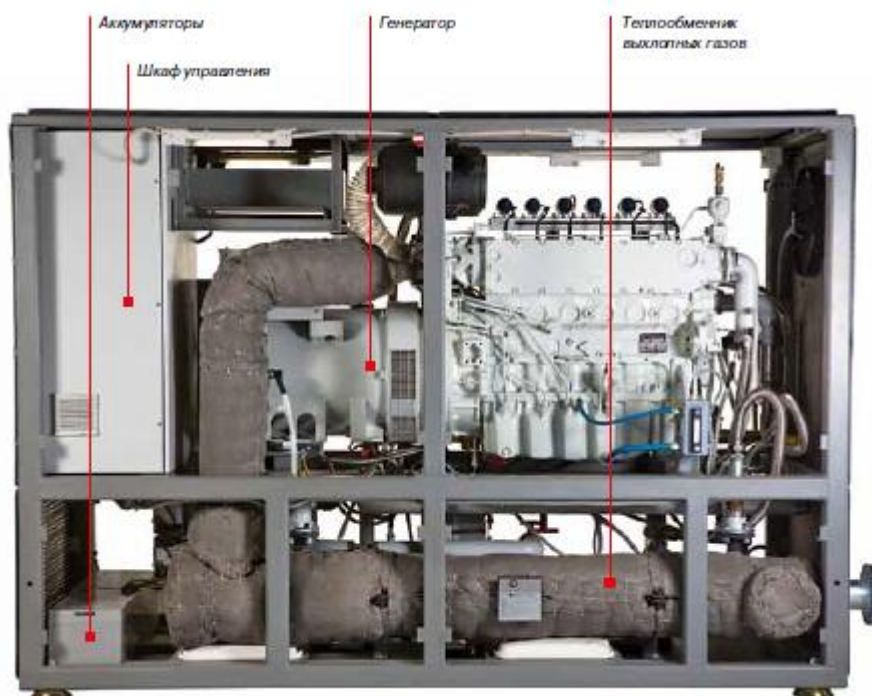
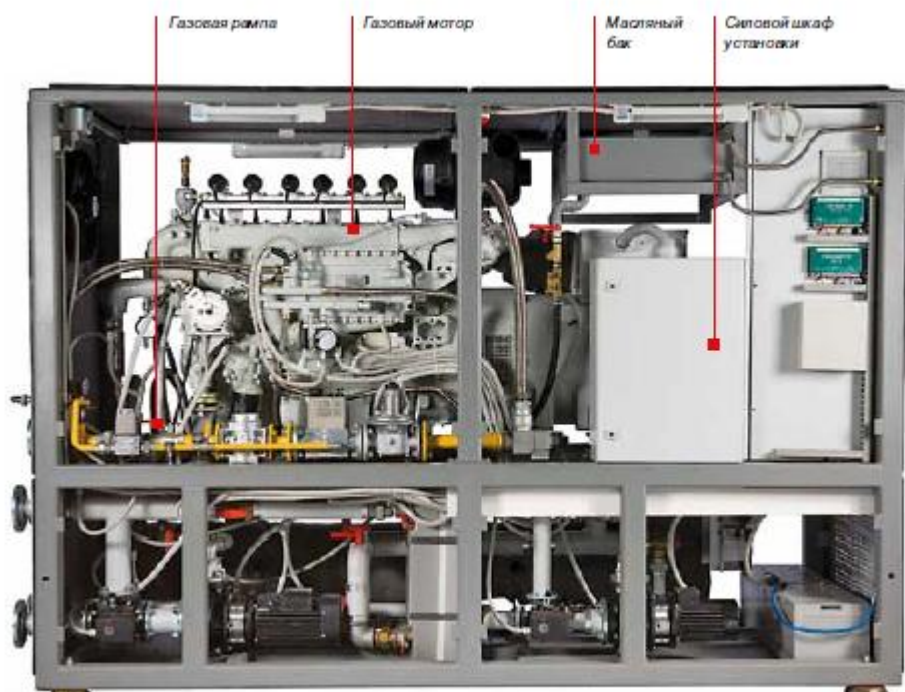
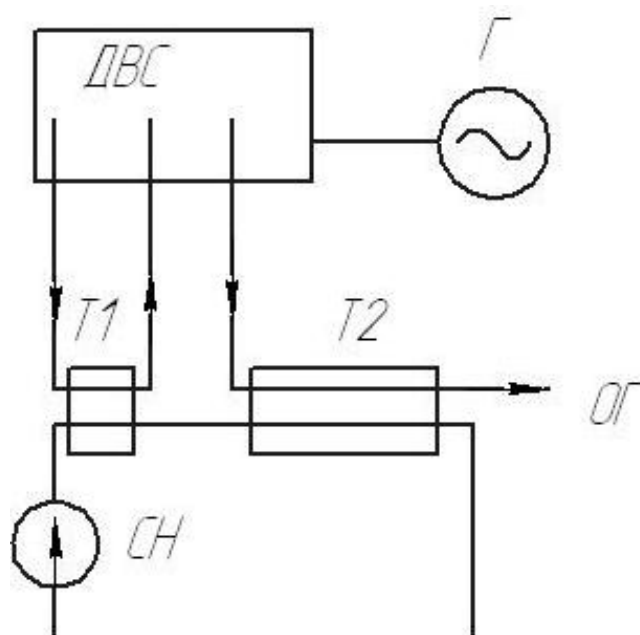


Рисунок 1.1 - Пример компоновки когенерационной установки
(вариант)

Типовая схема подключения когенерационной установки представлена на рисунке 1.2



ДВС – двигатель внутреннего сгорания; *Г* – генератор; *Т1* - водо-водяной теплообменник; *Т2* – газо-водяной теплообменник (экономайзер); *СН* – сетевой насос; *ОГ* – отработавшие газы.

Рисунок 1.2 - Схема когенерационной установки

Теоретический цикл реализуемый когенерационной установкой представлен на рисунке 1.3

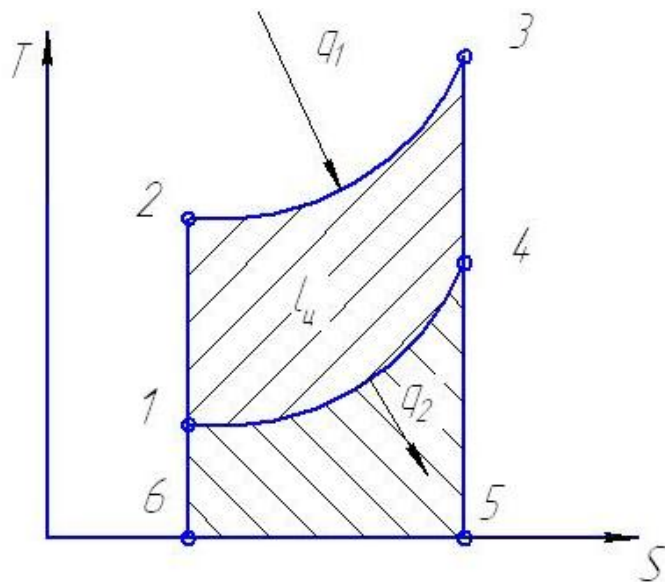


Рисунок 1.3 – Теоретический цикл когенерационной установки.

На рисунке 1.3 приняты следующие обозначения:

- процесс 1-2 - изоэнтропическое сжатие;
- процесс 2-3 – изохорический подвод теплоты;
- процесс 3-4 - изоэнтропическое расширение;
- процесс 4-1 – изохорический отвод теплоты.

1.1 Тепловой баланс поршневого двигателя когенерационной установки

Общее количество теплоты, введенной в двигатель с топливом:

$$Q_0 = \frac{H_u \cdot G_T}{3,6} = 11789 \cdot G_T;$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с:

$$Q_e = 1000 \cdot N_e;$$

Теплота, передаваемая окружающей среде:

$$Q_a = \frac{C \cdot i \cdot D^{1+2m} \cdot n^m}{\alpha};$$

где C – коэффициент пропорциональности ($C=0,45$); i – число цилиндров; D – диаметр цилиндра, см; m – показатель степени (для четырёхтактных двигателей $m = 0,6 \dots 0,7$); n – частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} . В расчёте $m = 0,6$ при $n=800 \text{ мин}^{-1}$, на остальных режимах $m=0,65$.

Теплота, унесенная с обработавшими газами:

$$Q_r = \frac{G_T}{3,6} \cdot \left[M_2 [(mc_v)_{t_0}^r + 8,315] t_r - M_1 [(mc_v)_{t_0}^k + 8,315] t_K \right]$$

где $(mc_v)_{t_0}^r$ - теплоемкость остаточных газов (определяется методом интерполяции по значениям $t_a = T_a - 273 = 700 - 273 = 427 \text{ }^\circ\text{C}$ и \square) $22,957 \text{ кДж}/(\text{кмоль}\cdot\text{град})$ на основных режимах, а на режиме минимальной частоты вращения $23,036 \text{ кДж}/(\text{кмоль}\cdot\text{град})$;

$(mc_v)_{t_0}^k = 20,792 \text{ кДж}/(\text{кмоль}\cdot\text{град})$ – теплоемкость свежего заряда

Неучтенные потери теплоты $Q_{\text{ост}} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_r + Q_{\text{н.с}})$;

Результаты типового расчета представлены на рисунке 1.4

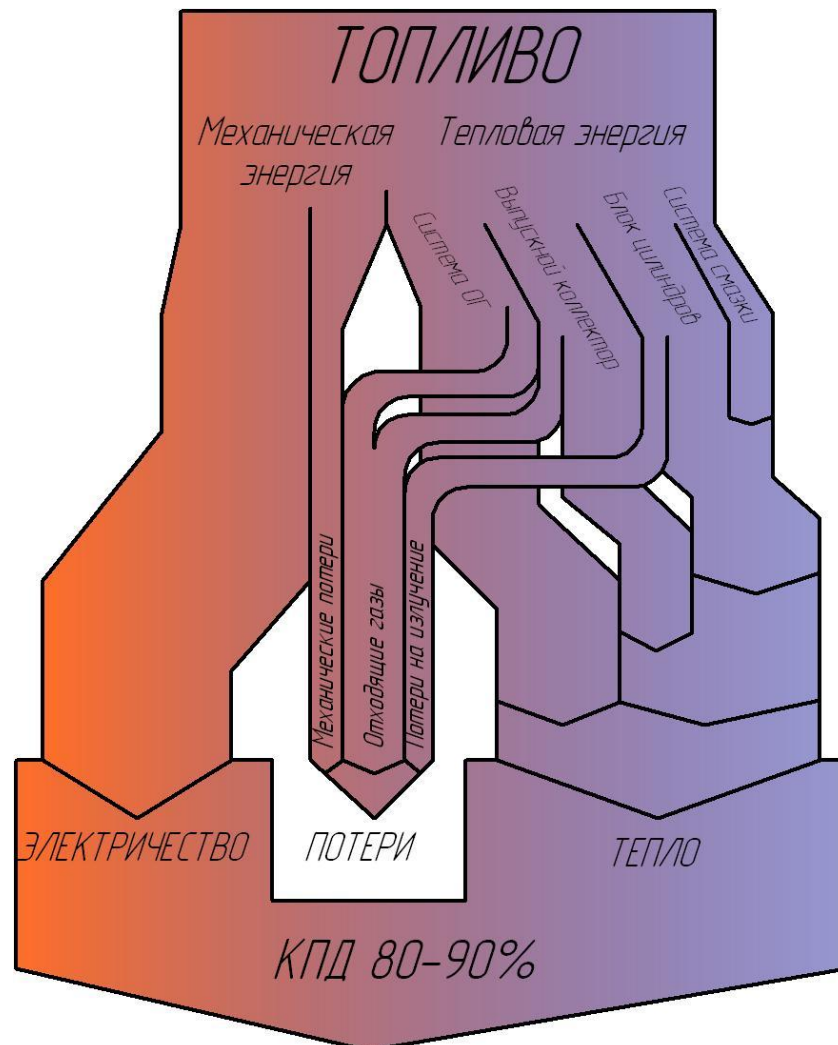


Рисунок 1.4 – Тепловой баланс когенерационной установки.

Из представленных выше рисунков видно что общий КПД когенерационной установки составляет величину порядка 80-90 %. Такой высокий КПД формируется благодаря возможности использования тепла вырабатываемого системой охлаждения и системой выпуска поршневого двигателя.

1.2 Анализ преимуществ и недостатков когенерационных установок

Преимущества когенераторных электростанций заключены, прежде всего, в сфере экономики, основным из которых является капитальные затраты. Капитальные затраты, связанные с приобретением когенераторной установки, возмещаются, а затраты, которые пошли на подключение к сетям невозвратимы при передаче вновь построенных подстанций на баланс энергетических компаний. Капитальные затраты при применении когенераторной установки компенсируются за счет существенной экономии топлива. Как правило, возмещение капитальных затрат в полном объеме происходит в течении одного – трех лет после эксплуатации когенераторной электростанции.

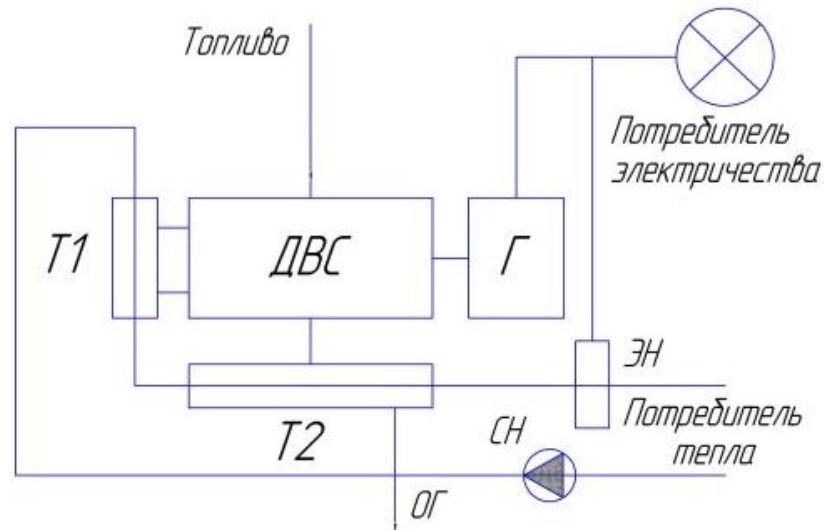
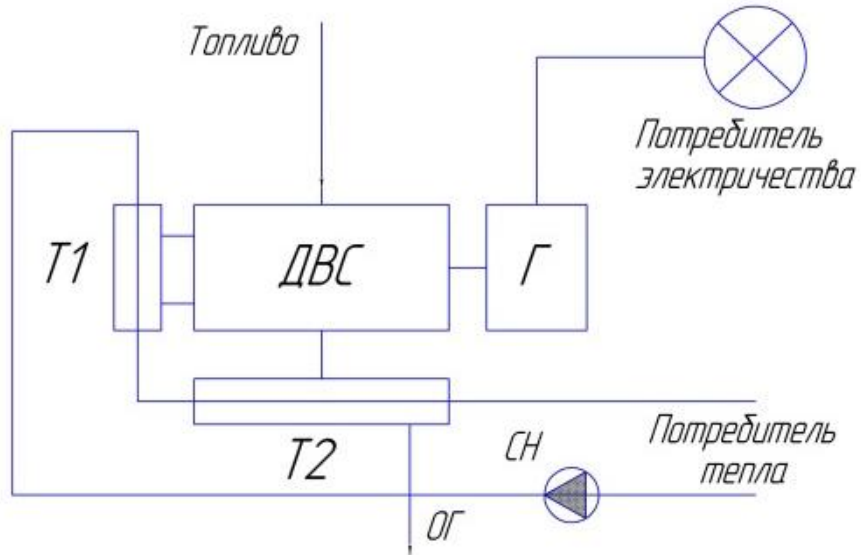
Таблица 1.1. - Оценка стоимости 1 кВт ч полученного при использовании различных топлив.

Режим работы	Вид топлива	Стоимость топлива , руб	Стоимость электрической энергии кВт ч, руб.
70/30	Дизельное топливо	44 литр	13,0
90/10	Дизельное топливо	44 литр	12,7
70/30	Пропан-бутан	17 литр	5,4
90/10	Пропан-бутан	17 литр	5,3
70/30	Природный газ	14 куб.м (7 куб.м)*	4,6 (2,6)
90/10	Природный газ	14 куб.м (7 куб.м)*	4,5 (2,6)
Централизованная схема подключения **			5

* - тариф на природный газ

** - в стоимость не включены капитальные затраты, выкуп лимитов, стоимость подключения

Другим преимуществом является достаточно простая возможность применения с другими альтернативными и гибридными технологиями получения энергии. Для иллюстрации на рисунке 1.5 - 1,6 представлены наиболее распространенные схемы работы когенерационных установок.



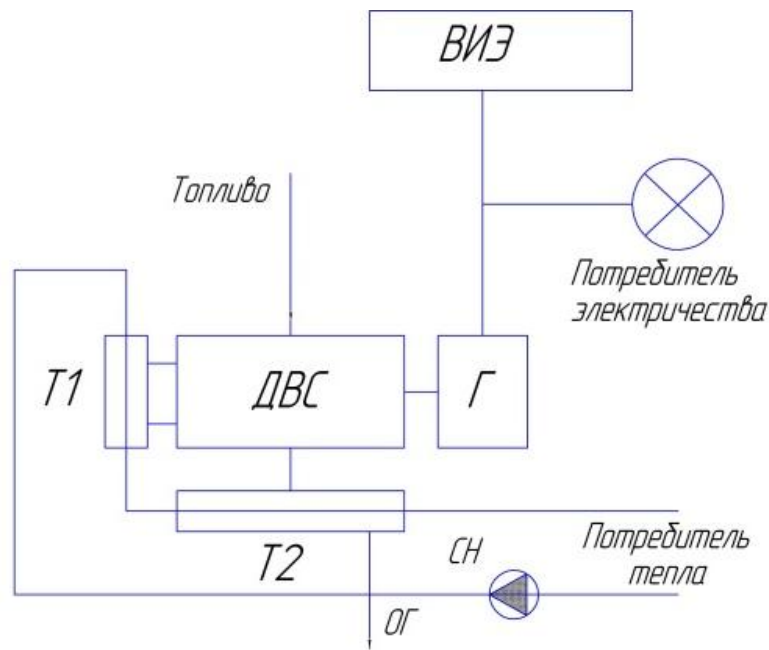


Рисунок 1.5 - Схема подключения когенерационной установки

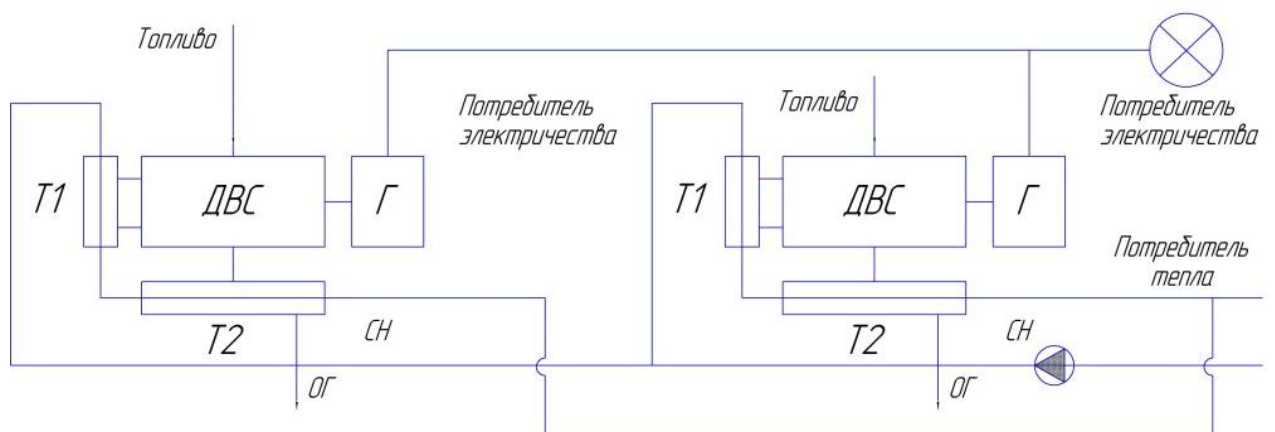


Рисунок 1.6 - Параллельная схема подключения когенерационных установок

На рисунках 1.5 и 1.6 принятые обозначения: ВИЭ – возобновляемые источники энергии; T1, T2 – теплообменники; Г – генератор; СН – сетевой насос; ЭН – электронагреватель; ОГ – отработавшие газы.

При всех преимуществах когенерационных установок существует ряд принципиальных недостатков. К таким недостаткам можно отнести:

- невозможность получения тепла без генерации электрической энергии;

- мощность силового агрегата выбирается исходя из условия максимальной пиковой нагрузки;
- максимально допустимый наброс нагрузки составляет величину не более 30% от номинальной мощности установки;
- невозможность длительной работы на максимальной мощности силового агрегата.

Указанные недостатки существенно снижают область возможного применения когенерационных установок. Частично устранить указанные недостатки возможно применением гибридных технологий. На рисунке 1.7 представлена принципиальная схема гибридной установки.

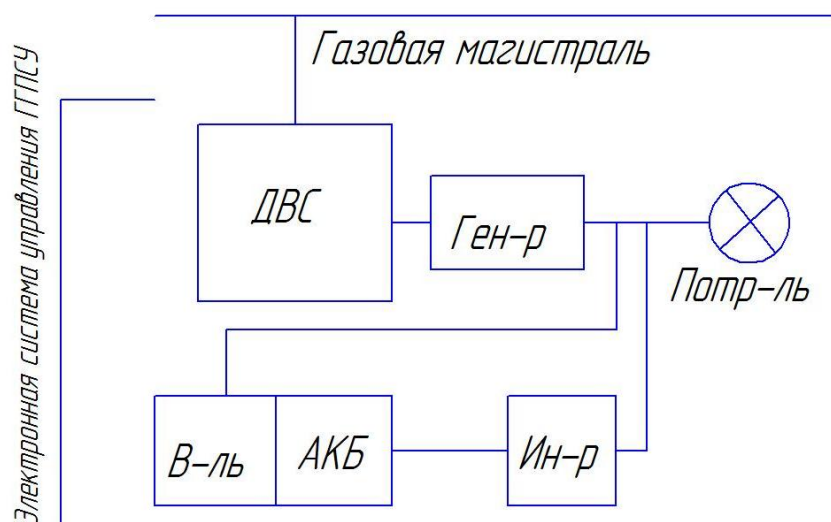


Рисунок 1.7 – Принципиальная схема гибридной силовой установки

На рисунке 1.7 приняты следующие обозначения: ДВС – двигатель внутреннего сгорания; Ин-р – инвертер; В-ль – выпрямитель; Ген-р – генератор; Потр-ль – потребитель; АКБ – аккумуляторные батареи.

Установка работает следующим образом. Выделяют три базовых режима работы гибридной установки:

- первый режим, режим минимальной мощности. При работе в данном режиме мощность силовой установки ориентировочно будет равна

10% от номинальной мощности. Такой режим подходит для работы установки, к примеру, в ночное время. ДВС выключен, питание осуществляется только за счет АКБ, при этом идет разрядка АКБ.

- второй режим, режим частичной и номинальной мощности установки. В условиях данного режима двигатель включен, питание осуществляется за счет генератора. Мощность установки на этом режиме составляет от 10% до 100% от номинальной. Также осуществляется зарядка аккумуляторных батарей установки.

- третий режим, режим пиковых нагрузок (РПН). Указанный режим является нерасчетным. Работа установки на данном режиме ограничена по времени. Она включается лишь в случае необходимости обеспечения кратковременного повышения мощности потребителя. При этом ДВС и аккумуляторный источник энергии работают одновременно, генерируя суммарную мощность до 120 – 150 % от номинальной. РПН характерен при работе установки на переходных режимах (режим наброса нагрузки).

1.3 Рекомендации по выбору элементов гибридной установки

Выбор гибридной установки (ГУ) основывается на анализе целей ее назначения, а так же в каких условиях планируется ее дальнейшая эксплуатация. Важно понимать, что не существует методики выбора ГУ, подходящей для всех видов, а выбор параметров гибридных установок о в большинстве случаев осуществляется индивидуально. Однако при выборе ГУ необходимо учитывать существующие правила и рекомендации.

Изначально гибридные установки предназначены для работы в качестве основного источника. Классифицировать источник энергии по назначению можно с помощью таблицы 1.2.

Основные источники энергии могут эксплуатироваться при двух основных условиях:

- параллельная работа с централизованными энергосетями;
- «островной» (автономный) режим.

При этом каждый режим работы имеет свои нюансы по подключению выбора автоматики и т.д. Для получения наибольшей эффективности, самым оптимальным режимом работы ГУ является параллельная работа с централизованными энергосетями. Эффективность максимальна, не требуется использование больших запасов мощности ГУ, компенсация недостатка мощности происходит из централизованной сети и т.д. Однако на практике реализация работы ГУ в параллельном режиме осложнена значительной бюрократической волокитой, в большей мере сложности согласования работы ГУ с поставщиками электроэнергии, при этом на законодательном уровне данная работа в параллельном режиме не запрещена. Нужно учитывать, что время согласования может занять более года. Следует отметить тот факт, что в Евросоюзе в режиме параллельной работы эксплуатируется более 90 процентов всех энергетических установок.

Таблица 1.2 - Назначение электростанций собственных нужд.

Назначение электростанции собственных нужд	Режим работы, потребители
Основной (базовый) источник электроэнергии	Электростанции с наработкой за год свыше 3000 ч, количеством пусков за год - менее 20, временем непрерывной работы - более 3500 ч, временем пуска и приема нагрузки до 30 мин. Обеспечивают электроэнергией все технологические нагрузки объекта, сопутствующих инфраструктур и сторонних потребителей.
Резервный источник электроэнергии	Электростанции с наработкой за год - 300÷3000 ч количеством пусков - 20÷50 пуск/год, временем пуска и приема нагрузки не более 5 мин. Способны обеспечить электроэнергией все технологические нагрузки объекта, сопутствующих инфраструктур и сторонних потребителей при отключении основного источника электроэнергии
Аварийный источник электроэнергии	Электростанции, предназначенные для аварийного электроснабжения потребителей 1 категории, в том числе особой группы электроприемников при отключении основного или резервного источника электроэнергии. Продолжительность работы, как правило, до 300 ч/год, количество пусков - свыше 50 пуск/год, время пуска и приема нагрузки от 5 до 30 с.

При работе ГУ на автономном режиме ее мощность определяется исходя из условий наличия запаса мощности на пиковые нагрузки. В

зависимости от выбранного типа потребителей пиковые нагрузки могут превышать номинальные в 2-3 раза. В качестве подходящего варианта можно рассматривать «полуавтономный» режим работы ГУ. Подключение гибридной установки к электросетям осуществляется с помощью АВР, который при превышении мощности потребления ГУ отключает газопоршневую установку. Следует отметить, что данный подход допустим к энергопотребителям небольшой мощности и отсутствии ее дефицита.

Номинальная мощность ГУ определяется при параллельном режиме работы исходя из номинальной мощности энергопотребления. При автономной работе – из пиковой мощности энергопотребления.

При заметном увеличении потребления энергии в зависимости от времени суток возможно использование нескольких ГУ. Нужно учесть, что разделение мощности является целесообразным с экономической точки зрения лишь при общей электрической мощности выше 200 кВт. В случае если мощность меньше более рентабельным будет согласование путем модуляции мощности отдельной установки.

Минимальная мощность ГУ определяется экономической эффективностью использования ГУ и ее техническими возможностями. Минимальная мощность ГУ обычно варьируется в диапазоне от тридцати до пятидесяти процентов от номинальной мощности. Соответственно при уменьшении мощности ГУ возрастет удельный эффективный расход топлива, при этом электрический КПД гибридной установки может понизиться до значений менее 10%. При данных условиях работа ГУ похожа на «газовый котел», но с существенно меньшим КПД (КПД газового котла равен 80-95%, КПД ГУ по теплу не превышает 70%).

Следующим этапом необходимо установить категорию энергопотребителей, которая определит уровень (степень) автоматизации ГУ согласно ГОСТ 13822-82. В отношении обеспечения надежности

электроснабжения электроприемники классифицируются на следующие категории:

Первая категория – электроприемники, прекращение электроснабжения которых влечет за собой опасность для жизни людей, угрозу безопасности государства, значительный материальный ущерб, расстройство сложного технологического процесса, нарушение функционирования особо важных элементов коммунального хозяйства, объектов связи и телевидения» [34].

«Из состава электроприемников первой категории выделяется особая группа электроприемников, бесперебойная работа которых необходима для безаварийного останова производства с целью предотвращения угрозы жизни людей, взрывов и пожаров» [34].

«Электроприемники второй категории – электроприемники, перерыв электроснабжения которых приводит к массовому недоотпуску продукции, массовым простоям рабочих, механизмов и промышленного транспорта, нарушению нормальной деятельности значительного количества городских и сельских жителей» [34].

«Электроприемники третьей категории – все остальные электроприемники, не попадающие под определение первой и второй категории» [34].

«В электроагрегатах и электростанциях, автоматизированных по 1-3-й степеням, защита электрических цепей входит в объем операций аварийной защиты. Аварийная защита и аварийно-предупредительная сигнализация электроагрегатов и электростанций 1-й и выше степеней автоматизации должна срабатывать при достижении предельных значений параметров: сопротивление изоляции, давление масла, температура охлаждающей жидкости и т. п., - перечень которых уточняют в стандартах или технических условиях на электроагрегаты и электростанции конкретных типов. Кроме того, должно быть предусмотрено ручное

отключение защиты и возможность работы при отключенной защите. Система автоматизации электроагрегатов и электростанций, имеющих аварийную защиту, должна обеспечивать останов первичного двигателя исполнительными устройствами при аварийных режимах. Аварийный останов должен сопровождаться световым сигналом на щите управления» [34].

Проведенный выше анализ позволяет выделить следующие направления совершенствования конструкции когенерационных установок. Первое направление совершенствование системы рабочего процесса поршневого двигателя. Второе направление совершенствование системы получения генерации электрической энергии. Третье направление совершенствование теплофикационной части установки.

Рассмотрим более подробно каждую из составляющих указанных направлений совершенствования когенерационных установок.

2 Методы совершенствования рабочего процесса когенерационных установок

Расчетная термическая эффективность (η_t) двигателя с искровым зажиганием с типичной для этих двигателей степенью сжатия ($\varepsilon = 9 - 12$) для идеального воздушного цикла Отто составляет приблизительно 60–63% [24]. Этот КПД является функцией геометрической степени сжатия (ε), показателя отношения теплоемкостей ($\gamma = \kappa = 1,4$ для воздуха) и определяется по следующей формуле [25]:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}},$$

где: ε – геометрическая степень сжатия (расширения) двигателя; γ – показатель политропы сжатия (расширения).

Из – за принятых допущений идеального воздушного цикла Отто, эта расчетная эффективность значительно выше, чем фактическая эффективность в реальных двигателях. При учете реальных свойств рабочей смеси идеальный воздушный цикл Отто при постоянном объеме называется идеальным топливно–воздушным циклом Отто. Расчетная термическая эффективность этого цикла при стехиометрическом составе смеси и степени сжатия равной $\varepsilon = 12$ составляет приблизительно 50%, рисунок 2.1.

Эта эффективность зависит от степени сжатия и соотношения воздух/отработавшие газы/топливо [22]. Эффективность реального рабочего цикла примерно на 20% еще меньше, чем идеальный топливно–воздушный цикл Отто. Это различие, как указано выше, обусловлено потерями тепла в систему охлаждения, продолжительностью сгорания, насосными потерями, утечками и неполным сгоранием топлива в реальном процессе, которые оцениваются через ряд различных КПД: $\eta_{СГОР}$, $\eta_{ТЕРМОД}$, $\eta_{ГАЗООБМЕН}$, $\eta_{ТР}$ [22,26].

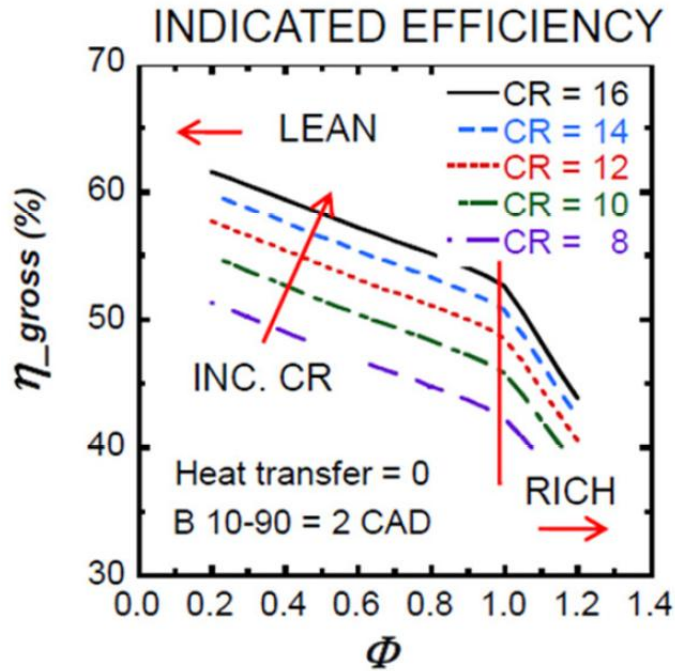


Рисунок 2.1 – Термический КПД ПДВС с искровым зажиганием в зависимости от степени сжатия и состава смеси

Следовательно, в реальном двигателе со степенью сжатия ε равной 12 максимальный индикаторный КПД (η_i) составляет около 40–42% на режиме полной нагрузки при полностью открытой дроссельной заслонке [22, 24, 26, 27], как показано на рисунке 2.2 [24].

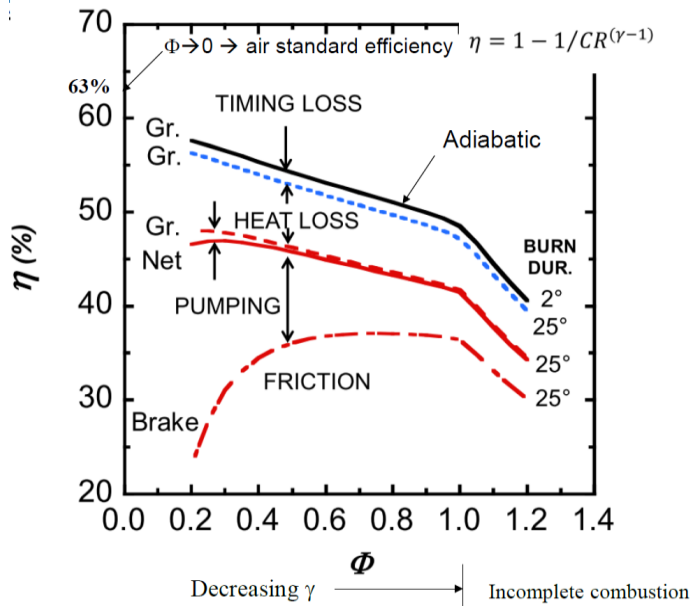


Рисунок 2.2 – Эффективность реального рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием

Для определения фактической эффективности, то есть эффективного КПД (η_e) на выходном валу двигателя, следует также принимать во внимание потери на трение. Потери на трение при полной нагрузке составляют около 10%

($\eta_m=0,9$) от указанной работы [21]. В результате эффективный КПД рабочего цикла ПДВС при полной нагрузке составляет приблизительно 30 – 35%, что значительно отличается от достигнутого уровня эффективности большого литража двигателей, рисунок 2.3 [28].

Оценка эффективности преобразования теплоты топлива в эффективную работу, а также составляющих тепловых потерь в теории ПДВС через соответствующие коэффициенты эффективности, будет определяться:

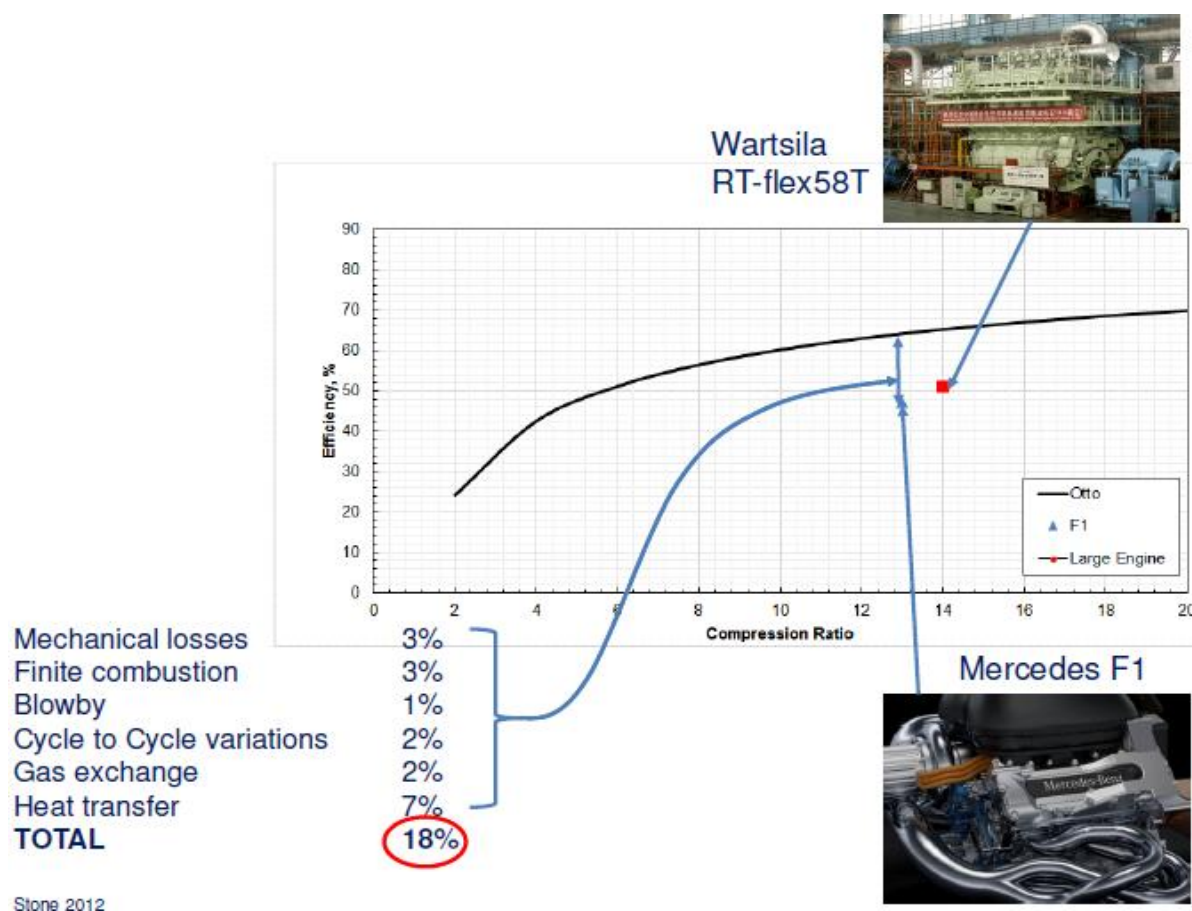


Рисунок 2.3 – Максимальная достигнута эффективность современных двигателей в сравнении с теоретическим термическим КПД

$$\eta_e = \eta_i * \eta_m ;$$

$$\eta_e = \eta_{СГОР} * \eta_{ТЕРМОД} * \eta_{ГАЗООБМЕН} * \eta_{ТР} ;$$

$$\eta_i = \eta_{СГОР} * \eta_{ТЕРМОД}$$

$$\eta_m = \eta_{ГАЗООБМЕН} * \eta_{ТР} ,$$

где: η_e – эффективный КПД ПДВС; η_i – индикаторный КПД ПДВС; η_m – механический КПД ПДВС; $\eta_{СГОР}$ – эффективность процесса сгорания; $\eta_{ТЕРМОД}$ – термодинамический КПД рабочего цикла; $\eta_{ГАЗООБМЕН}$ – эффективность газообмена (доля насосных потерь); $\eta_{ТР}$ – затраты на трение в двигателе и паразитные потери (привод вспомогательных агрегатов: генератор, жидкостный насос и т.п.).

В работе [29] вводится понятие относительного КПД рабочего цикла:

$$\eta_g = \eta_i / \eta_t ,$$

величина которого оценивается для действительного цикла $\eta_g = 0,7 \dots 0,9$.

С учетом ранее приведенных зависимостей, получим:

$$\eta_g = \eta_{СГОР} * \eta_{ТЕРМОД} / \eta_t .$$

Режимы частичной нагрузки отличаются от режима полной нагрузки большими потерями тепла в систему охлаждения, иной продолжительностью сгорания и т.д. В практике представления индикаторного КПД по результатам испытаний двигателей, например, полученного в результате обработки индикаторных диаграмм, как правило, авторами в редких случаях проводится анализ влияющих на его величину составляющих: эффективности сгорания и термодинамической эффективности.

2.1 Совершенствование системы зажигания

Для двигателей с искровым зажиганием время, необходимое для превращения начального ядра пламени в полностью развитое пламя, часто превышает 25% всей продолжительности процесса сгорания [22]. Во время работы двигателя на режимах частичной нагрузки, как рассматривалось ранее, может потребоваться больше энергии зажигания, чтобы преодолеть потери тепла в электроды свечи зажигания, замедление развития пламени в условиях большого содержания отработавших газов [112].

За последние 30 лет были предложены различные технологии для решения этих проблем, включая увеличение количества свечей зажигания на цилиндр, более длительные искры, воспламенение от плазменной струи, рельсовые свечи, лазеры и другие [48, 113, 145, 146, 200 и др.]. Ни один из этих методов до настоящего времени не был реализован в серийных двигателях, и, как уже упоминалось, недавний прирост экономии топлива в автомобилях в значительной степени объясняется рядом технологических улучшений, не связанных с воспламенением [114]. Однако, наметившаяся тенденция к уменьшению рабочего объема двигателя и повышению их удельной мощности возобновила интерес к работам по совершенствованию способа зажигания, особенно с учетом того, что отработавшие газы могут быть использованы для уменьшения вероятности возникновения детонации в двигателе при высоких нагрузках [115].

Традиционная система искрового зажигания, как показала практика, сталкивается с проблемами воспламенения горючей смеси при высоких давлениях – когда плотность заряда увеличивается, напряжение и ток на свече зажигания также должны быть увеличены, а это приводит к более высокой скорости расходования электрода. Уменьшение зазора свечи зажигания частично может компенсировать повышенные требования к

напряжению/току, но с увеличением в данном случае теплоотдачи от ядра пламени возрастает вероятность возникновения пропусков зажигания и возникновения нестабильной работы двигателя [112].

Местоположение, количество и свойства источника зажигания являются одним из доминирующих факторов в вариациях циклов при сгорании [116, 117, 74].

Момент зажигания также значительно влияет на уровень межцикловой неравномерности сгорания. Неравномерность увеличивается, если двигатель не работает при оптимальном моменте зажигания. Кроме того, Бейтс и соавт. [118] указывают на то, что при поздних моментах зажигания вблизи ВМТ требуется более высокое выделение энергии для преодоления повышенных давлений, таким образом, межцикловая неравномерность сгорания возрастает.

Высокие энергии искрового разряда, системы двойного зажигания, объемное воспламенение (воспламенение от детонационной волны не подразумевается) и альтернативные процессы зажигания, такие как плазменное или лазерное зажигание, позволяют ускорить процесс сгорания. Кроме того, следует отметить, что лазерное зажигание имеет дополнительное преимущество, заключающееся в том, что оно не зависит от локального потока смеси, что приводит к дальнейшему снижению уровня МЦН [119, 120].

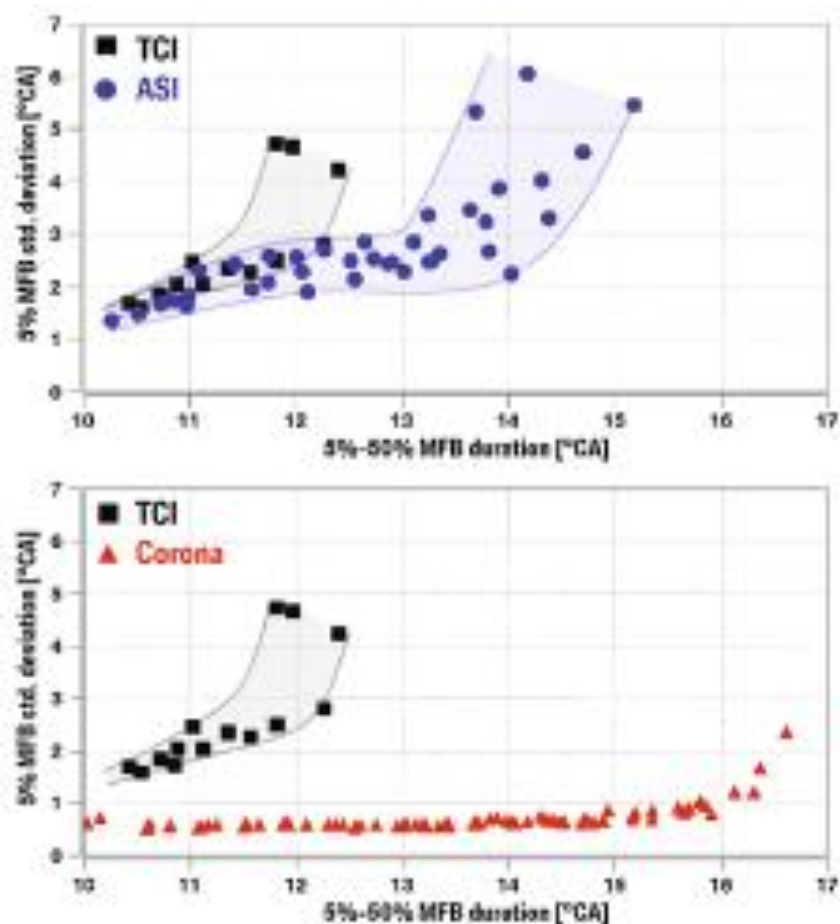


Рисунок 2.4 Уровень МЦН перспективных систем зажигания

К настоящему времени некоторые передовые стратегии в развитии систем зажигания достигли уже уровня, при котором существует высокий потенциал по их внедрению вместо существующей технологии искрового зажигания, как показано на рисунке 1.41. К ним относятся микроволновое зажигание с искровым зажиганием, зажигание с коронным разрядом и импульсное зажигание с наносекундным разрядом [121, 122, 145, 146].

2.2 Повышение турбулентности заряда

Как было показано, для повышения эффективности рабочего процесса ПДВС необходимо обеспечить быстрое горение в период основной фазы сгорания, а также сократить время, необходимое для его возникновения, т.е. ускорить формирование развитого фронта пламени в период развития пламени [117, 123, 128, 129, 144, 148 и др.].

Стохастические колебания турбулентного потока в цилиндрах не могут быть предотвращены. Однако, увеличение общей скорости вихревого потока и вихревых движений приводит к увеличению интенсивности турбулентности вблизи верхней мертвой точки. Кроме того, сообщается, что squish потоки также оказывают положительное влияние, увеличивая турбулентность в начале сгорания [117].

Мерами по снижению МЦН может стать адаптация нескольких влияющих факторов. Одним из факторов является частота вращения двигателя. Повышение частоты вращения двигателя напрямую увеличивает уровень турбулентной кинетической энергии в камере сгорания, что коррелирует с более низким значением уровня МЦН [123]. Herden [124] сообщает об увеличении скорости потока на свече зажигания при возрастании частоты вращения двигателя, как показано на рисунке 2.5.

Это увеличение скорости имеет положительный эффект, поскольку первоначальное гашение пламени на электродах свечи зажигания может быть уменьшено. Начальное пламя отклоняется и пока еще будет формироваться в виде единственного ядра пламени (скорость потока $v = 5$ м/с). В этот момент воспламеняемость становится максимальной и стабилизируется. При дальнейшем увеличении локальных скоростей потока первоначальная искровая плазма отрывается от электродов свечи зажигания и происходит повторный пробой, т. е. развиваются несколько ядер пламени [124]. Изменчивость горения может увеличиваться при увеличении количества пробоев.

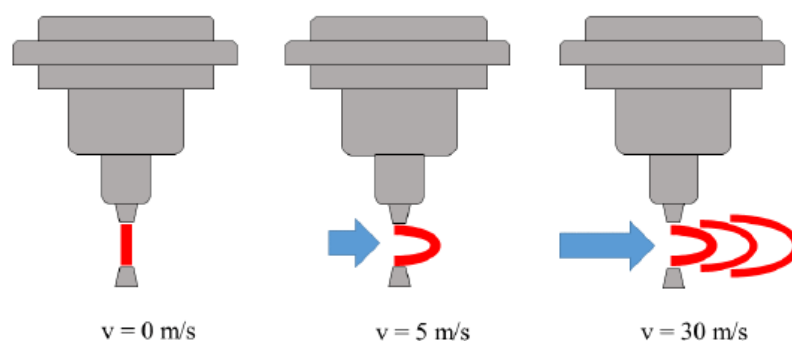


Рисунок 2.5 – Характер поведения плазменного канала при различной скорости потока

Другим фактором является впускной коллектор, который влияет на структуру поля потока в цилиндре. Так, например, авторы [80] и [125] отмечают, что повышение интенсивности турбулентности за счет усиленного падающего движения – «кувырка» стабилизируется продолжительность задержки зажигания. Fischer и соавт. [126, 127] исследовали различные системы впуска, чтобы вызвать крупномасштабную структуру падающего потока. Авторы сообщают об улучшении МЦН, если основной впускной поток центрирован между двумя впускными клапанами. Это стабилизирует всасываемый поток и интенсифицирует крупномасштабные движения при падении, что приводит к улучшению процесса сгорания и снижению выбросов углеводородов. Другое исследование [123] сравнивает стандартный впускной клапан с заширленным клапаном, который приводит к увеличенной вихревой составляющей в общем движении заряда, увеличивая тем самым турбулентную кинетическую энергию. Это дополнительное движение заряда увеличивает скорости распространения пламени и, следовательно, уменьшает цикловые изменения в процессе сгорания [117].

Для работы бензиновых двигателей с высоким разбавлением заряда либо посредством рециркуляции отработавших газов, либо с помощью обедненного состава смеси требуются высокие скорости движения заряда

в цилиндрах. Как в [128], так и в [117] указывается, что большие вихревые движения более удобны для уменьшения времени задержки зажигания, чем опрокидывающие движения. Кроме того, продолжительность задержки зажигания увеличивается с завихрением потока в отличие от вихревых движений, таким образом, эффективно уменьшая МЦН.

В работе [129] экспериментально показано, что путем совместного применения мощного источника зажигания и модернизированной конструкции впускного трубопровода, обеспечивающего высокий уровень турбулентности потока, можно значительно расширить пределы эффективного обеднения при поддержании стабильности работы двигателя на приемлемом уровне, как показано на рисунке 2.6.

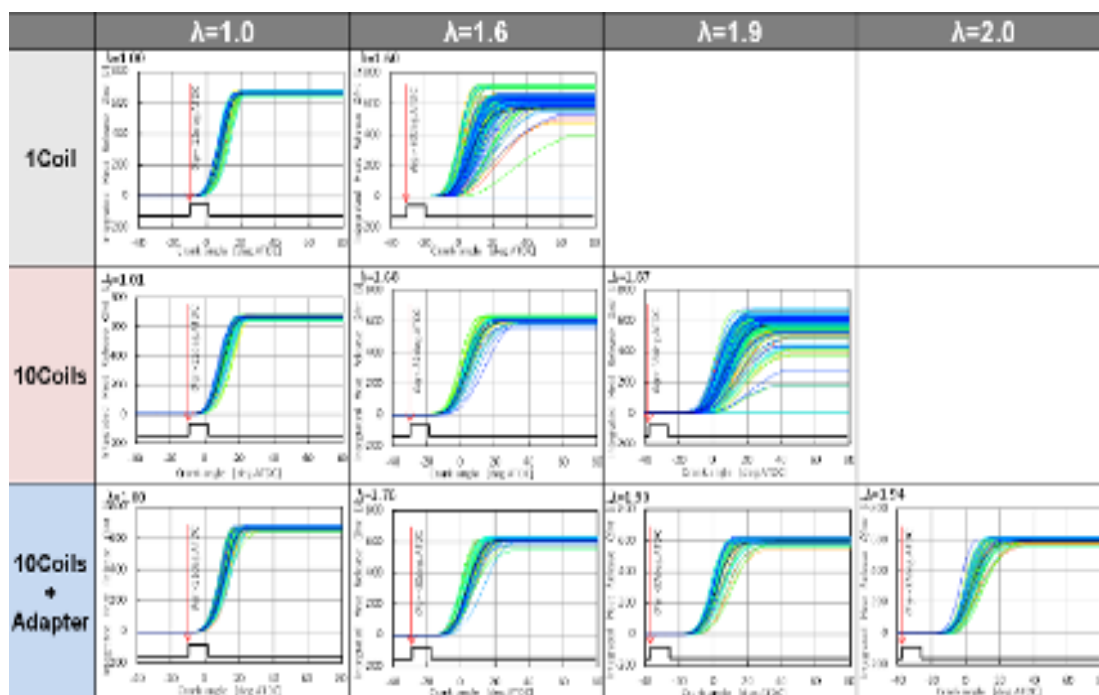


Рисунок 2.6 - Предел обеднения и МЦН рабочего процесса при сочетании высокой энергии зажигания и уровня турбулентности заряда

2.3 Подогрев заряда на впуске

Плотностью рабочей смеси можно управлять не только изменением ее давления, но и путем изменения ее температуры. Равная плотность для условий частичной нагрузки, когда поток всасываемого воздуха дросселируется от нормального состояния, определяемого атмосферным

давлением 1 бар и температурой 293 К до состояния по давлению 0,5 бар и температуре 293 К, может быть достигнута путем нагревания воздуха до температуры 586 К при атмосферном давлении. Это приводит к сравнительно высокой температуре горючей смеси в начале сжатия. С одной стороны, это вызывает превосходное испарение топлива, но с другой стороны, тенденция к детонации значительно увеличивается. Исследование таких систем подогрева заряда представлено в работах [130, 147]. Предварительный нагрев топливовоздушной смеси позволил значительно расширить предел эффективного обеднения [131, 147], осуществлять регулирование нагрузки путем изменения температуры потока всасываемого воздуха и обеднения смеси. Подогрев топливовоздушные смеси до температуры 530 К позволил достичь обеднения рабочей смеси до λ равного 1,8 при частоте вращения двигателя 1200 об/мин и нагрузке p_e равной 2 бар с увеличением эффективности на 7%.

В работе [147] были получены схожие результаты по обеднению смеси – было достигнуто отношение λ примерно равного 2,05, также отмечается, что при достижении температуры свежей рабочей смеси свыше 1000 К происходит резкое возрастание ламинарной скорости сгорания в результате образования дополнительных радикалов ОН в результате реакции разложения H_2O_2 .

Однако, следует отметить, что система качественного управления нагрузкой является сложной вследствие применения дополнительных компонентов и увеличения затрат на управление.

2.4 Рециркуляция отработавших газов

Разбавление свежего газа инертным газом позволяет эксплуатировать двигатель с меньшим дросселированием, сохраняя при этом стехиометрические составы отработавших газов, необходимые для последующей каталитической обработки в нейтрализаторе. Самый простой подход для этой цели – использовать уже сгоревший отработавший газ. При работе двигателя на режимах частичной нагрузки в камере сгорания присутствует значительное количество сгоревших газов, количество которых определяется фазами газораспределения и перепадом давлений.

Внутренняя рециркуляция отработавших газов возрастает с увеличением дросселирования из-за растущей разности давлений на выпуске и впуске. Дополнительная внешняя рециркуляция отработавших газов может использоваться для увеличения их содержания в случае соединения выхлопной и впускной систем через регулируемый клапан. При применении рециркуляции процесс горения ухудшается, приводя по мере увеличения отработавших газов сначала к замедлению сгорания, затем частичному сгоранию или даже к пропускам зажигания. Межцикловая неравномерность в результате будет возрастать.

Это ухудшение можно частично компенсировать применением таких механизмов, в которых допускается дросселирование потока на впуске клапаном или отключение впускного клапана для многоклапанных двигателей. Применение таких систем позволяют контролировать движение заряда внутри цилиндра, смотри [132 – 134], а снижение расхода топлива, например, может составить до 7% при $p_e = 3$ бара и степени рециркуляции отработавших газов около 25%.

2.5 Применение топлив с высокой ламинарной скоростью сгорания

Следует отметить, что применение водорода в качестве топлива для тепловых двигателей исторически связано с самим процессом создания таких двигателей: так первый двигатель внутреннего сгорания – двигатель Лемуара (1860 г.), первые образцы турбин работали на светильном газе, представляющем собой в основном смесь водорода и оксида углерода с примесями некоторых других газов. Еще ранее в 1841 г. в Англии был получен патент на двигатель, работающий на водороде и кислороде [135 – 137].

Преимущества использования чистого водорода в качестве первичного источника энергии, в достаточной степени ограничены из-за серьезных трудностей, особенно в вопросах хранения на мобильных средствах. Причина тому его низкая плотностью (0,081 кг/м³ при 300 К и 0.1 МПа), более широкие пределы воспламеняемости (от 4% до 75%), более высокая ламинарная скорость пламени (2,3 м/с при нормальных условиях) и очень низкая энергия воспламенения (0,02 мДж) [135, 138], в сравнении с любым применяемым углеводородным топливом. С одной стороны, такие неоспоримые преимущества для организации быстрого горения, а с другой, недостатки, например, нижний предел воспламеняемости, приведут к тому, что чистый водород, скорее всего, станет вторым альтернативным источником энергии по отношению к чистым углеводородам.

По мнению ряда авторов, топливные смеси углеводородов с водородом могут стать лучшей заменой для преодоления этих недостатков (локальное гашение пламени, неустойчивости горения, более низкая полезная мощность и т. д.), поскольку смешивание будет синергически решать проблемы, связанные с горением водорода и с горением углеводородных видов топлива [139], как в стационарных, так и в транспортных системах [140–142].

К настоящему времени в мире накоплены обширные исследования по частичной замене углеводородного топлива водородом на электростанциях и автомобильных двигателях.

В литературных данных по фундаментальным исследованиям основное внимание ученых уделено влиянию добавления водорода на: (а) динамику и химические характеристики (кинетика [191], стабильность пламени [178, 180, 190, 192], выбросы NO_x [154, 163, 165, 177, 179, 190, 198, 199], CO [163, 168] и CO₂ [174, 177], длину Маркштейна [155, 157, 160,], развитие ядра, и (b) физические характеристики (форма и структура пламени [181, 182], пределы воспламеняемости [193], ламинарную [154, 155, 195–197] и турбулентную [158, 189,] скорости горения, характеристики распространения пламени, включая скорость пламени [161, 166, 177], самовоспламенение [156, 167], максимальное избыточное давление [154, 158, 159, 164, 179, 183, 190], максимальную скорость увеличения давления [158, 159, 186, 187], температуру пламени [154, 166, 167, 169, 185, 198], устойчивость к деформации, вызывающей вымирание пламени [197], воспламенение [157, 190], мелкомасштабную морщинистость фронта пламени [161, 181, 182, 192, 197], нижний предел гашения [188, 190,] и расстояние гашения [167, 168] пламени). Более того, для диффузионного горения водородные добавки могут подавлять образование частиц сажи и уменьшают задержку воспламенения [194].

Периодически различными авторами публикуются обзорные материалы по тематике добавок водорода к различным углеводородным топливам применительно к двигателям внутреннего сгорания [143, 149–153 и др.]

Результаты экспериментальных исследований показали, что двигатели с добавками водорода к основному углеводородному топливу могут устойчиво работать в бедных составах топливовоздушной смеси с улучшенными характеристиками двигателя (до 14%), повышенной

термической эффективностью [161, 167, 171] и пониженными выбросами вредных веществ [162, 168-170, 175]. Поэтому техническое решение использования водорода в качестве добавки может обеспечить приемлемый вариант для энергоэффективного и экологически безопасного использования, как водорода, так и углеводородного топлива.

В то же самое время, о недостаточности научных результатов в отечественной науке свидетельствуют рекомендации по перспективным направлениям научных исследований, в частности, сформулированные в Концепции развития горения и взрыва как области научно–технического прогресса, разработанной РАН .

Наиболее полно результаты исследований по применению водорода в качестве добавок в отечественной литературе представлены в монографии А.И. Мищенко [136], в которой приведены как результаты исследований показателей теоретического цикла, результаты многочисленных экспериментальных исследований, так и достигнутые практические результаты по улучшению показателей автомобилей при применении водорода, в том числе в процессе их опытной эксплуатации.

Так же как и рядом других авторов делается вывод о практической независимости теоретического КПД цикла от доли водорода и возрастании его при обеднении смеси за счет более широких пределов горения бензоводородовоздушных смесей с максимумом, примерно, при коэффициенте избытка воздуха равном примерно $\lambda \approx 2,5$.

Вместе с тем в данной работе недостаточно полно исследованы вопросы условий активации горения бензина водородом, полученные частные выводы на отдельных режимах работы двигателя обобщаются на весь диапазон режимов работы ДВС.

Одним из важных результатов данной работы является рассмотрение показателей свойств смесевоего топлива бензин–водород и двигателя в виде функции от массовой доли водорода, представляемой в виде:

$$\psi = \frac{G_H}{G_H + G_6},$$

где: G_H – количество (расход) водорода, G_6 – количество (расход) бензина в топливной композиции (смесевом топливе), позволившей получить взаимозависимость нижнего предела обеднения бензоводородовоздушной смеси (БВВС), характеризуемого коэффициентом избытка воздуха λ , и состава смесевоего топлива в виде $\psi = f(\lambda_{пр})$.

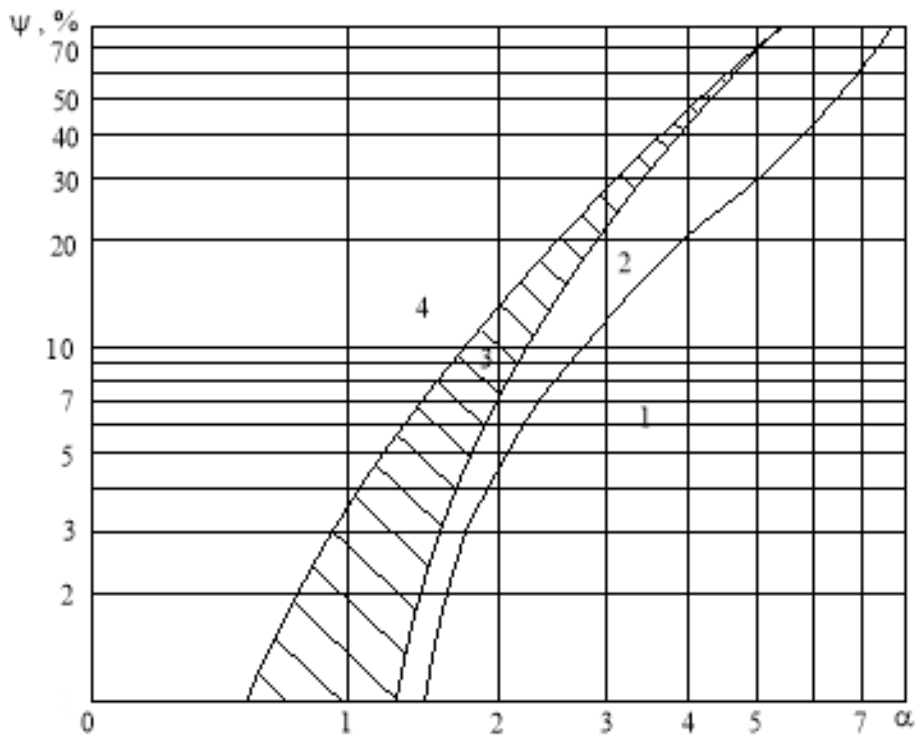


Рисунок 2.7 – Пределы обеднения бензоводородовоздушных смесей: 1 – теоретический; 2 – экспериментальные по пределу воспламенения; 3 – область высокой эмиссии C_nH_m ; 4 – экспериментальный по минимуму эмиссии C_nH_m

Существует достаточно много вариантов от различных авторов графиков $\psi = f(\lambda_{пр})$, пример такой зависимости представлен на рисунке 2.7 заимствованной из источника [239].

Следует также отметить, что необходимо уточнение особенностей зависимости $\psi = f(\lambda_{пр})$, рисунок 2.7, т.к. понятие такого предела носит в большинстве своем субъективный характер. Большинство авторов

применяют в качестве характеристики такого предела минимум содержания несгоревших углеводородов в отработавших газах, но если проанализировать механизм образования углеводородов [240, 241] на выпуске, рисунок 2.9, то видно, что значительное количество факторов, влияющих на окисление углеводородов, в нем задействовано, и, по существу, это косвенный параметр оценки эффективности рабочего процесса.

Другие авторы используют нижний предел воспламенения, который требует указания конкретных условий, т.е. конструкции устройства в котором происходит горение (мощности системы зажигания, бомба или двигатель и т.д.), давления, температуры горючей смеси, которым он соответствует. В большинстве случаев для ПДВС с искровым зажиганием фиксация таких параметров становится невозможным, поэтому и не отражается в источниках.

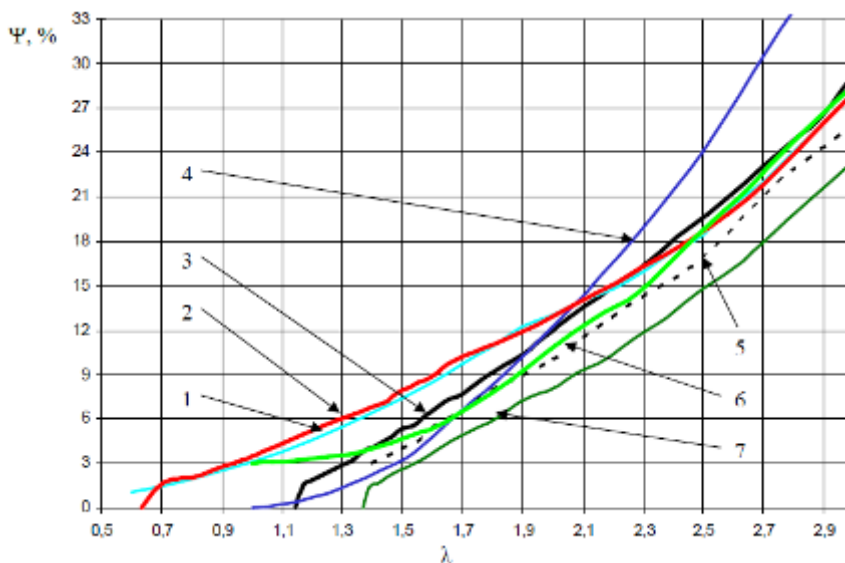


Рисунок 2.8 – Экспериментальные пределы обеднения топливовоздушных смесей: 1, 2, 3, 6 – бензоводородовоздушных смесей по критерию минимума эмиссии СН, 4 – изооктановодородовоздушных смесей по критерию устойчивой работы, 5– бензоводородовоздушных смесей по неопределенному критерию; 7 – бензоводородовоздушной смеси по критерию начала пропусков зажигания; 1,2,3,4,5,6,7, соответственно.

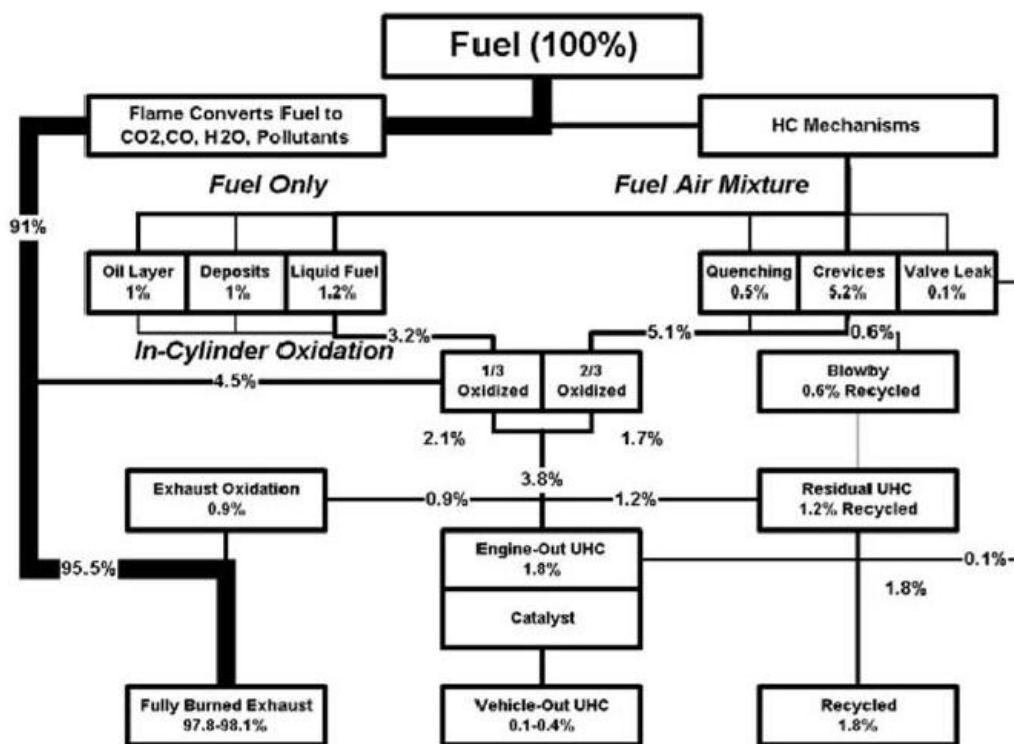


Рисунок 2.9 – Структура механизма формирования углеводородов в бензиновом двигателе, процентами обозначена доля от общего количества топлива.

Встречается и третий вариант отображения функции $\psi = f(\lambda_{\text{пр}})$, критерием в данном случае выступают пропуски в зажигании смеси. Однако данный критерий также носит косвенный и субъективный характер, но самое главное, его применение при современных требованиях к уровню выбросов углеводородов с отработавшими газами становится просто не приемлемым.

Кроме того, проведенный анализ показывает необходимость включения в качестве дополнительной переменной в функциональной зависимости $\psi = f(\lambda_{\text{пр}})$ – содержания отработавших газов, например, массового содержания отработавших газов ζ .

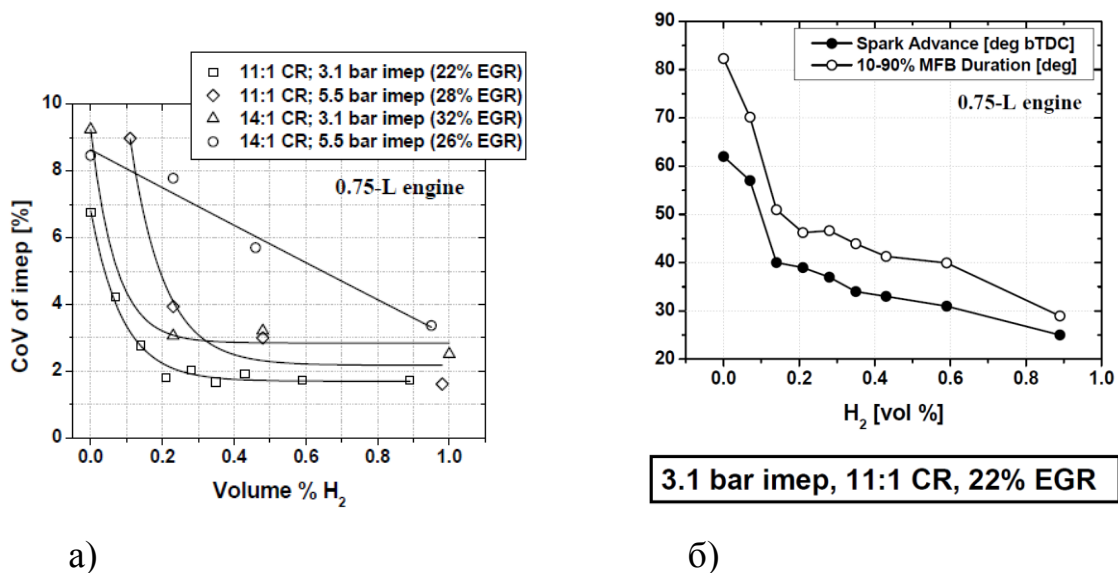


Рисунок 2.10 – Влияние добавки водорода на уровень МЦН и показатели процесса сгорания

В работе [39] проводились испытания одноцилиндрового двигателя с высоким содержанием отработавших газов и при добавке водорода к бензину, примерно в размере 5% по массе, достигнуто значительное улучшение в стабильности и эффективности рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием, как можно видеть из рисунка 2.10.

Дополнительную трудность применения $\psi = f(\lambda_{пр})$ в практическом плане накладывают экспериментальные результаты, в которых величина добавки водорода на частичных режимах нагрузки значительно отличается от всех зависимостей, приведенных на рисунке 2.8. Так в работе [143] представлена нагрузочная характеристика двигателя ЗМЗ–24Д при частоте вращения коленчатого вала равной $n=2500$ об/мин, рисунок 2.11.

При осуществлении количественного регулирования смеси и поддержании смеси около стехиометрического состава $\lambda \approx 1$ с уменьшением нагрузки доля водорода в бензоводородовоздушной смеси (ψ) возрастает примерно с 3% при максимальной нагрузке до 12% при минимально достигнутом ее уровне в процессе испытаний.

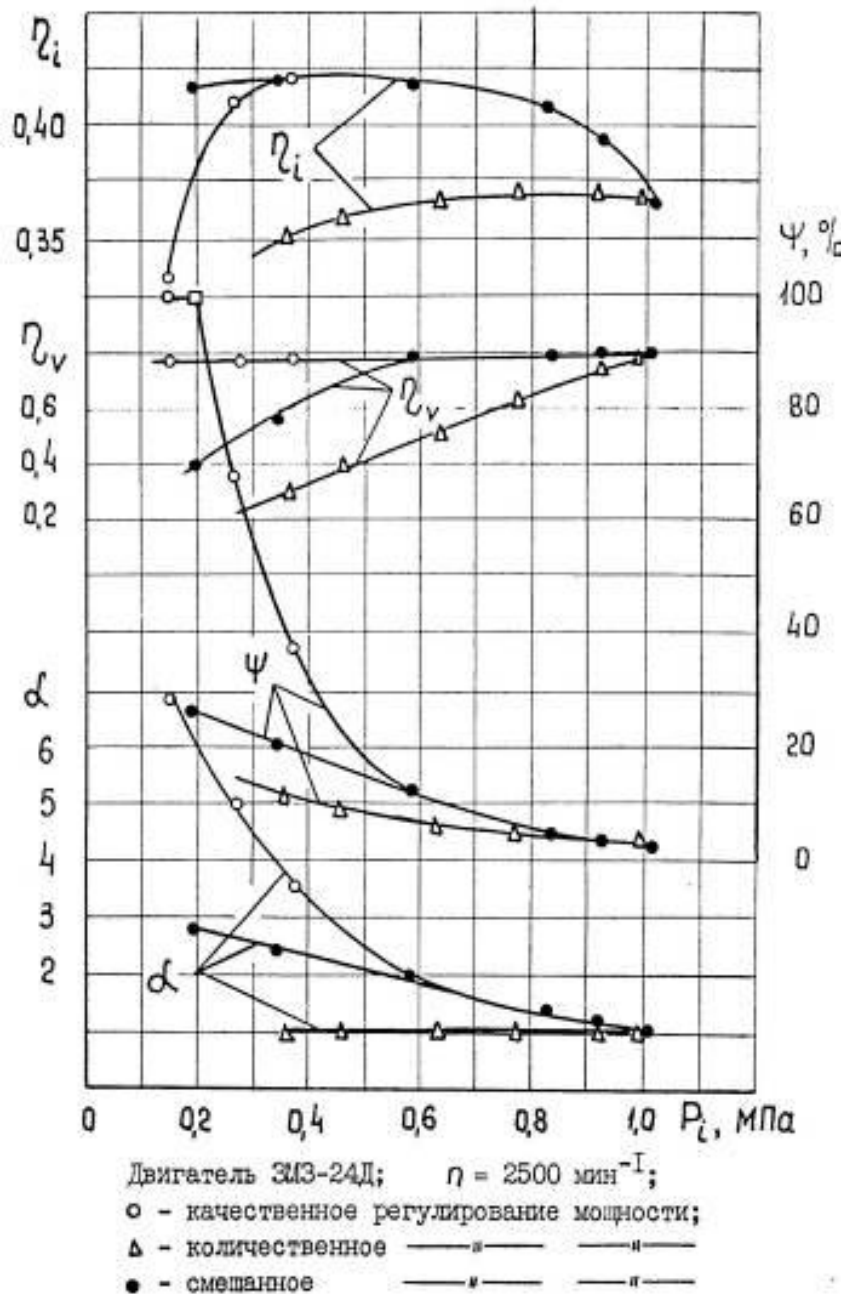


Рисунок 2.11 – Нагрузочная характеристика при различных вариантах регулирования двигателя

При этом если экстраполировать полученную зависимость до уровня нагрузки, соответствующего принудительному холостому ходу, то значение ψ составит около 30...35%.

Оригинальные результаты приведены в работах где рассмотрен эффект влияния водорода может быть существенно увеличен при организации подачи его в район электродов свечи – применение такого

способа позволит интенсифицировать процесс тепловыделения, снизить требования к мощности искры свечи зажигания и установке угла опережения зажигания. Вместе с тем можно отметить, что в данных работах отсутствуют результаты сравнительных испытаний со способом подачи во впускную трубу, что не позволяет провести прямую оценку сравнительной эффективности данных способов.

Современное состояние знаний об эффективности применения водорода, показывает некоторую неполноту, неточность, а иногда и противоречивость данных. На основе анализа результатов исследований влияния водорода на показатели двигателя при движении автомобиля по циклу ECE – 15 приводится вывод о том, что значительное снижение расхода бензина (до 15÷20%) достигается при вводе в топливовоздушную смесь 6% по массе водорода, а при большей доле водорода расход топлива уменьшается незначительно. Данный вывод представляется не достаточно обоснованным уже по той причине, что с увеличением доли водорода расход бензина должен непрерывно уменьшаться до нуля. Отмеченная зависимость аномального влияния водорода при работе двигателя на режимах частичных нагрузок, как и во всех известных работах, не анализируется – приводится как экспериментальный факт. Однако сам факт наличия такой зависимости представляет научный и практический интерес в связи с возможностью использования водорода как промотора горения, т.е. вещества в малых количествах приводящего к существенному изменению полноты сгорания углеводородного топлива и, тем самым, возможному к использованию в качестве химического регулятора горения.

В ряде работ исследуются вопросы влияния добавок водорода в топливную смесь. В полученных результатах и выводах стандартно отмечаются факты существенного влияния малых добавок на скорость и полноту сгорания топливной смеси, межцикловую неравномерность, снижение влияния изменения УОЗ, изменения в составе продуктов

сгорания, предлагаются различные эмпирические и полуэмпирические зависимости, отражающие опытные данные.

Выполненный анализ современного состояния и путей совершенствования показателей поршневых ДВС применением водорода показывает, что, несмотря на большое количество известных исследовательских и опытно–конструкторских работ, в настоящее время отсутствует общепринятый и однозначный подход к решению вопроса применения водорода, как показано на рисунке 2.12, и одновременно отсутствует научное обобщение влияния и оценка этого влияния при применении добавок водорода в углеводородное топливо на показатели ДВС и стабильность рабочего процесса (Enhanced engine stability).

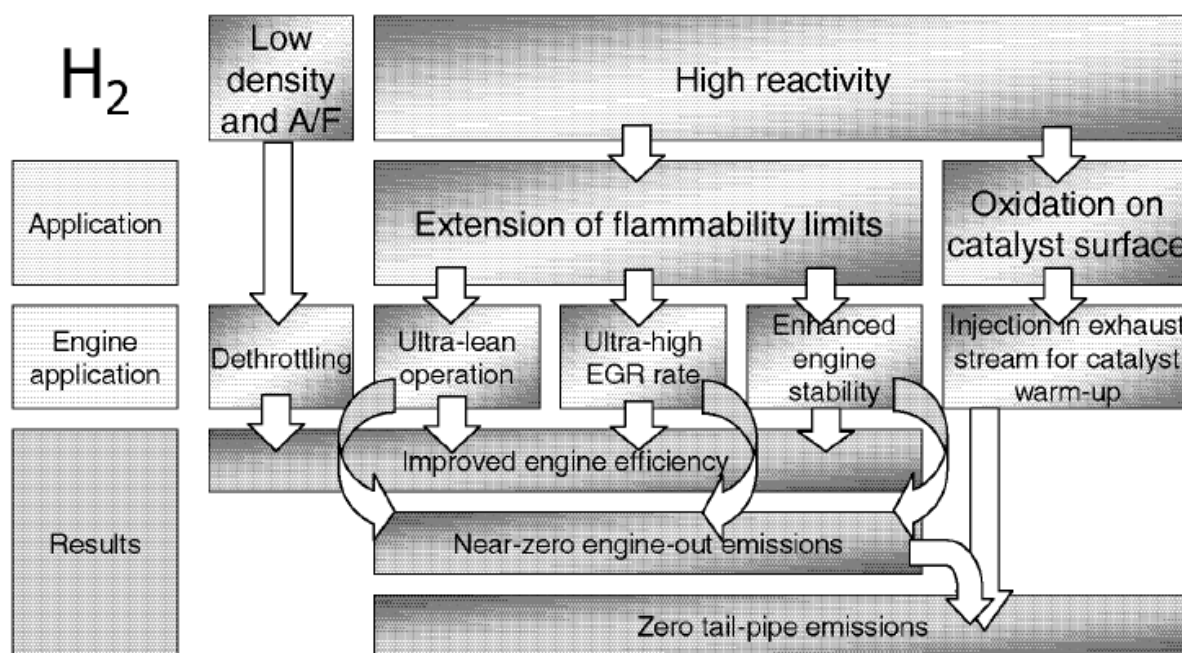
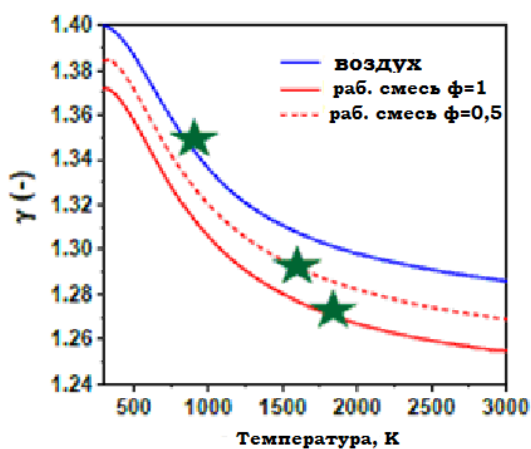


Рисунок 2.12 – Возможные направления использования водорода в ПДВС с искровым зажиганием

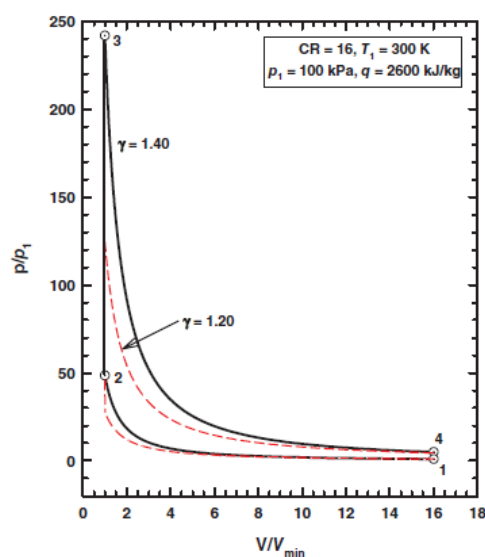
2.6 Влияние факторов на термодинамическую эффективность

Вопросу оценки факторов, влияющих на термодинамическую эффективность рабочего процесса ПДВС ($\eta_{\text{ТЕРМОД}}$), уделено большое количество теоретических и практических исследовательских работ [21 – 23, 26, 27, 29, 40, 51, 53–65 и др.], в частности, хотелось бы остановиться на результатах моделирования, представленных в работах [27, 54, 56] и на их основе построить анализ таких факторов.



а)

Рисунок 2.12 – Зависимость показателя политропы от температуры и состава рабочей смеси



б)

Рисунок 2.13 – Вид индикаторной диаграммы в зависимости от показателя политропы [56]

Преимуществом использования данного моделирования является возможность оценить и понять влияние каждого фактора при определенном постоянном значении других переменных факторов (при рассматриваемом моделировании уровень эффективности сгорания и продолжительность сгорания принимались на постоянном значении, соответственно, в диапазоне 0,98...1,0 и 25...30 градусов угла п.к.в. в зависимости от авторов исследований).

Влияние состава топливоздушной смеси и отработавших газов.

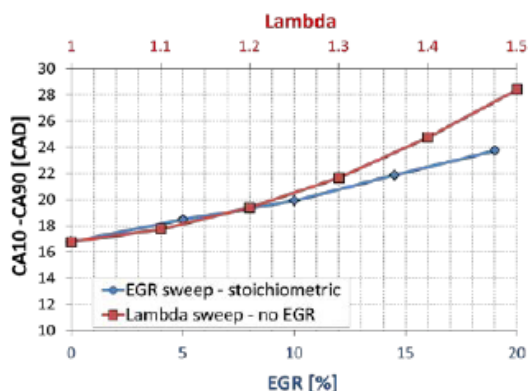


Рисунок 2.14 –

Продолжительность периода быстрого сгорания в зависимости от состава смеси и степени рециркуляции отработавших газов.

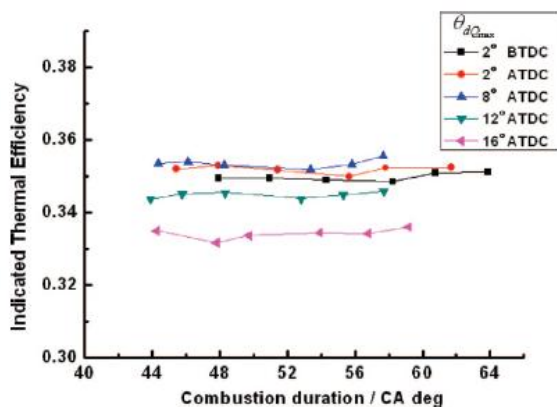
цилиндр двигателя, которые влияют на температуру рабочей смеси.

Увеличение содержания отработавших газов в рабочей смеси, также как и обеднение смеси, изменяет продолжительность сгорания, что подтверждается результатами экспериментальных исследований и представлено на рисунке 2.14.

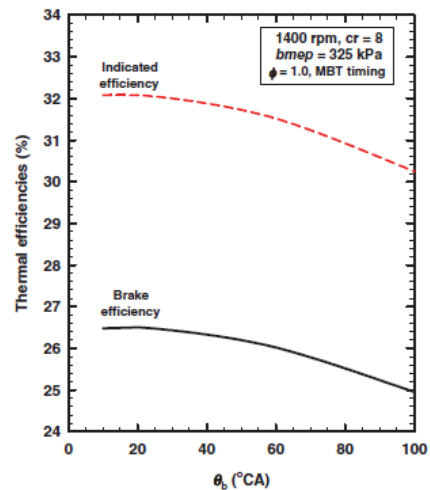
Влияние на термодинамическую эффективность продолжительности рабочего процесса рассмотрено в следующем разделе.

Влияние продолжительности процесса сгорания и его положения, определяемого CA50 относительно ВМТ.

Существует большое количество теоретических работ отечественных и зарубежных авторов [27, 54, 55, 56, 58, 164 и др.], посвященных оценке термодинамической эффективности рабочего процесса в зависимости от продолжительности процесса сгорания и его положения, определяемого CA50.



а)



б)

Рисунок 2.15– Зависимость эффективности рабочего процесса от продолжительности сгорания, б– [56], и положения CA50, а– [54]

По мнению большинства авторов этих работ, продолжительность процесса сгорания, равная $\theta_b = 60 \div 65$ градусов угла п.к.в., что соответствует $\theta_{b(10-90)} = 25 \div 30$ градусов угла п.к.в. существенно (уменьшение менее 1%) не влияет на термодинамический КПД рабочего процесса при характерных для двигателей с искровым зажиганием положении CA50 равном 6–10 градусов угла п.к.в. после ВМТ, что отражено на рисунке 1.32.

С увеличением продолжительности сгорания свыше данных значений происходит уже значительное снижение $\eta_{\text{ТЕРМОД}}$ и по результатам расчета такое снижение может составить около 2% при значениях продолжительности процесса сгорания θ_b равной 100 градусов угла п.к.в., что соответствует продолжительности $\theta_{b(10-90)}$ равной 48 градусов угла п.к.в..

В то же самое время, результаты моделирований показывают значительное влияние положения процесса сгорания, определяемого CA50 относительно ВМТ, на термодинамическую эффективность. Так при смещении CA50 свыше 10 градусов угла п.к.в. от ВМТ на линию

расширения происходит возрастание падения эффективности по мере увеличения смещения CA50 от ВМТ, как показано на рисунке 1.33.

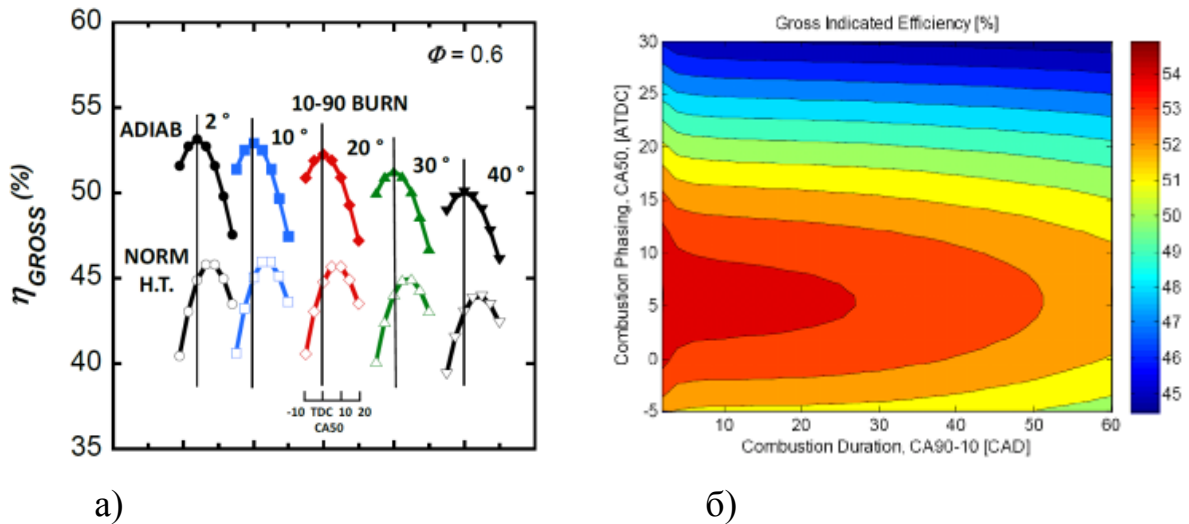


Рисунок 2.16– Зависимость эффективности рабочего процесса от продолжительности периода быстрого сгорания и положения CA50, а – при постоянной продолжительности $\theta_{b(10-90)}$ равной 25 градусов угла п.к.в. [24] и б – при различных значениях продолжительности $\theta_{b(10-90)}$ [57]

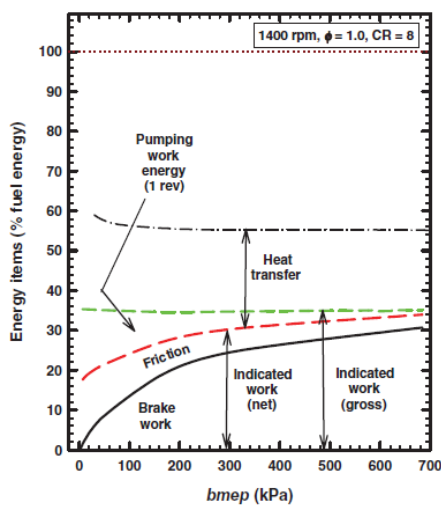
Влияние оборотов и нагрузки.

На рисунках 2.14–2.15 представлены результаты моделирования рабочего процесса ПДВС из отобранных источников [24, 56]. Из рисунка 1.34а и 1.34б видно, что индикаторный КПД η_i ПДВС с искровым зажиганием почти не зависит от нагрузки, а $\eta_{i,NET}$ и эффективный КПД η_e уменьшаются с ее уменьшением в связи с возрастанием потерь на газообмен и снижением механического КПД η_m .

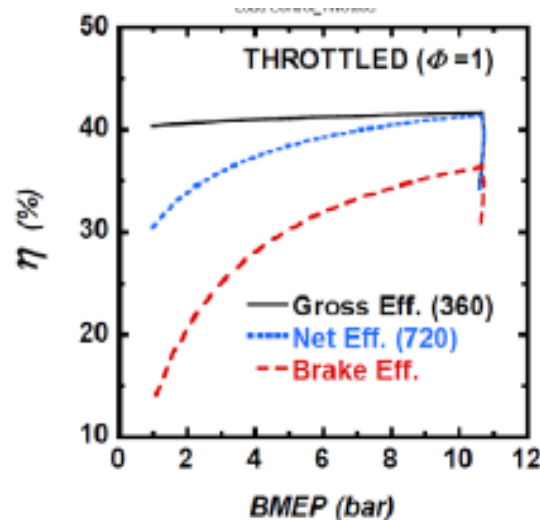
Из рисунка 1.35а и 1.35б видно, что индикаторный КПД (η_i) ПДВС с искровым зажиганием при постоянной нагрузке на двигатель возрастает с увеличением оборотов, а эффективный КПД (η_e) имеет сложную зависимость в зависимости от оборотов.

В области малых оборотов эффективный КПД сначала возрастает до некоторого пикового значения в связи с уменьшением уровня тепловых

потерь в систему охлаждения, а затем начинает уменьшаться ввиду возрастания механических потерь с увеличением оборотов.



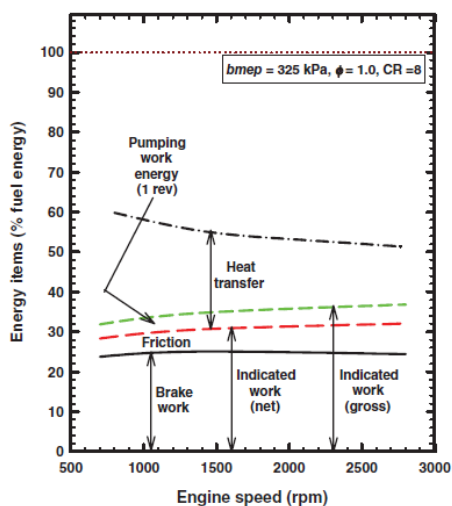
а)



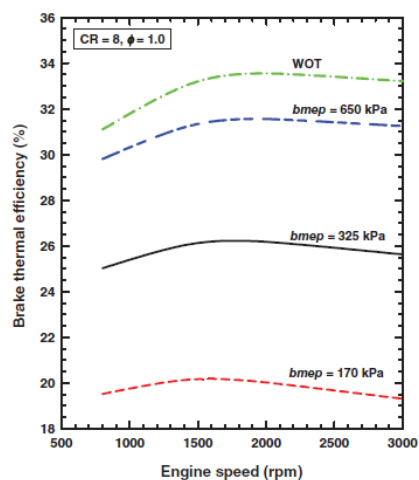
б)

Рисунок 2.16– Зависимость эффективности рабочего процесса от нагрузки
а– [56] и б– [24]

С увеличением нагрузки на двигатель абсолютный уровень эффективного КПД возрастает, однако, на различных ее уровнях характер функциональной зависимости КПД изменяется.



а)



б)

Рисунок 2.17 – Зависимость эффективности рабочего процесса от оборотов при а – постоянной нагрузке и б– при различных ее значениях

Рассмотрение факторов, с учетом их влияния на составляющие индикаторного КПД рабочего процесса ПДВС с искровым зажиганием, а именно, эффективность сгорания и термодинамическую эффективность показывает, что:

- термодинамическая эффективность рабочего цикла ПДВС увеличивается с приближением процесса подвода теплоты к изохорному закону, однако, организация рабочего процесса с продолжительностью периода быстрого сгорания в пределах 25...30 градусов угла п.к.в. будет приемлемой с точки зрения затраты-эффективность;

- на термодинамическую эффективность рабочего цикла ПДВС значительно влияет положение центральной линии сгорания CA50 и регулировка сгорания путем установки УОЗ на оптимальное положение этой линии приведет к достижению термодинамической эффективности;

- термодинамическая эффективность рабочего цикла ПДВС фактически не зависит от нагрузки на двигатель и возрастает с увеличением его оборотов;

- эффективность сгорания имеет максимум при стехиометрическом составе смеси и снижается при ее обогащении;

- начало резкого снижения эффективности сгорания соответствует продолжительности периода быстрого сгорания около 25...35 градусов угла п.к.в. в зависимости от нагрузки на двигатель, меньшие значения соответствуют низкой нагрузке;

- с увеличением количества отработавших газов в рабочей смеси, содержание которых возрастает с дросселированием, при определенной их концентрации, наступает резкое падение эффективности сгорания;

- специальные мероприятия по повышению вероятности зажигания рабочей смеси, размера начального очага горения, достигаемые увеличением энергии вводимой в ядро начального очага системой зажигания, применением специальных конструкций систем зажигания,

использованием водорода в качестве топлива и др. позволяют расширить пределы разбавления смесей.

В данном разделе рассмотрена эффективность единичного рабочего цикла ПДВС с искровым зажиганием, в то же самое время, работа двигателя состоит из непрерывных последовательных рабочих циклов. Последовательным рабочим циклам свойственно такое явление, как неравномерность, рассмотрение, влияние которого на энергоэффективность проведем в следующих разделах.

2.7 Схема гибридной силовой установки

На основе представленного выше анализа можно рассмотреть следующую принципиальную схему ГУ (смотри рисунок 2.13). Установка дополнительно оборудуется генератором синтез газа устанавливаемого параллельно с системой подачи топлива. В генераторе синтез газа часть топлива преобразовывается в синтез газ. Условия работы генератора синтез газа в зависимости от типа топлива имеют отличия. При этом количество вырабатываемого синтез газа примерно равно 5-10% от расхода топлива. Указанное количество добавляемого синтез-газа в ТВС обеспечивает повышение эффективности установки в целом за счет повышения экономических и экологических показателей двигателя внутреннего сгорания.

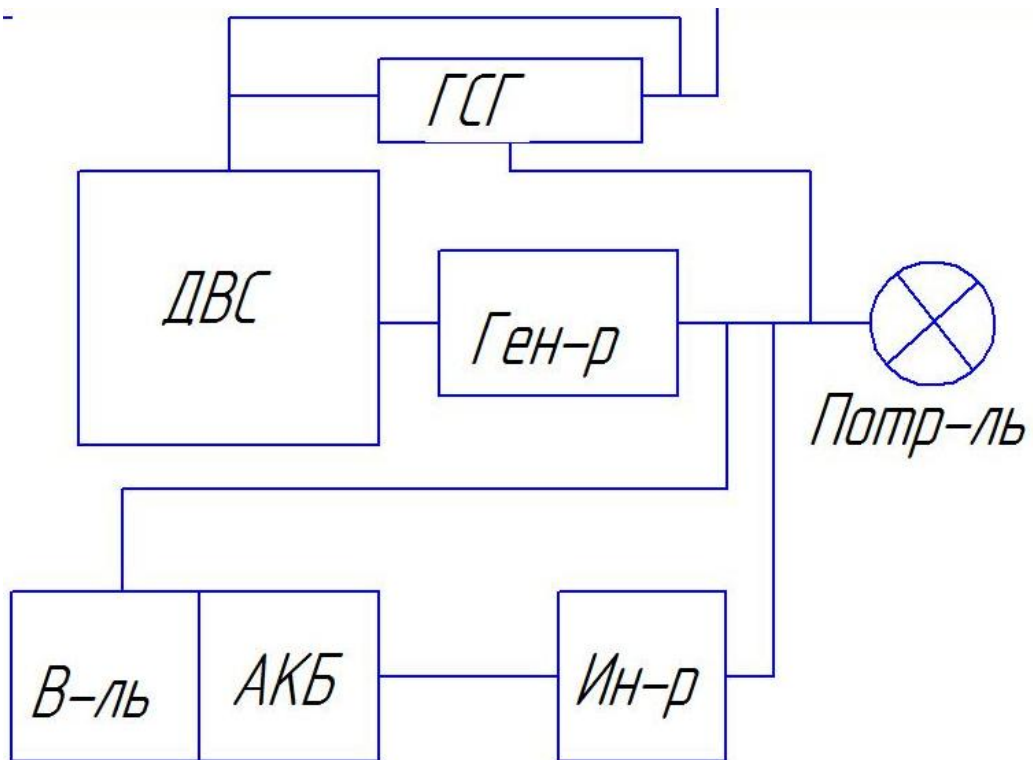


Рисунок 2.18 – Схема модернизированной гибридной установки (ГУ)

На рисунке 2.18 приняты следующие обозначения: ДВС – двигатель внутреннего сгорания; Ин-р – инвертер; В-ль – выпрямитель; Ген-р – генератор; Потр-ль – потребитель; АКБ – аккумуляторные батареи; ГСГ – генератор синтез – газа.

Гибридная установка работает следующим образом:

- 1-й режим - режим минимальной мощности. На этом режиме мощность силовой установки составляет ориентировочно до 10 % от номинальной мощности. Данный режим характерен для работы установки, например, в ночное время. На этом режиме ДВС выключен, питание потребителя осуществляется только от АКБ. При этом идет разрядка АКБ.

- 2-ой режим - режим частичной и номинальной мощности установки. На этом режиме двигатель включен, питание потребителя осуществляет генератор. Мощность установки на этом режиме составляет от 10% до 100% от номинальной. На этом режиме осуществляется зарядка

аккумуляторных батарей установки. Двигатель внутреннего сгорания при этом работает с добавкой синтез-газа к основному топливу.

- 3-й режим – режим пиковых нагрузок. Указанный режим является не расчетным. Установка на этом режиме может работать только ограниченное время. Этот режим работы установки включается в случае необходимости обеспечения кратковременного повышения мощности потребителя. При этом одновременно работает и ДВС и аккумуляторный источник энергии, генерируя суммарную мощность до 120 – 150 % от номинальной. Данный режим характерен при работе установки на переходных режимах (режим наброса нагрузки).

Предложенная схема позволяет, за счет значительного обеднения рабочей смеси обеспечить лучшие, по сравнению с базовыми показателями, параметры по экологичности и экономичности.

На рисунке 2.19 представлена схема добавки синтез газа в ДВС. На рисунке приняты следующие обозначения:

1. Штуцер подачи воздуха.
2. Источник питания.
3. Датчик расхода воздуха.
4. Подогреватель воздуха.
5. Испаритель.
6. Форсунка электромагнитная.
7. Штуцер подачи бензина.
8. Штуцер подачи метана.
9. Теплообменник.
10. Кран подачи синтез-газа в ДВС.
11. Успокоитель потока.
12. Кран сброса синтез-газа в атмосферу.
13. Кран подачи воздуха в подогреватель воздуха.
14. Конвертор синтез-газа.

15. Термопары.
16. Источник питания пускового нагревателя.
17. Нагнетатель воздуха.
18. Манометр контроля давления воздуха на выходе из нагнетателя.
19. Кран отбора синтез-газа.

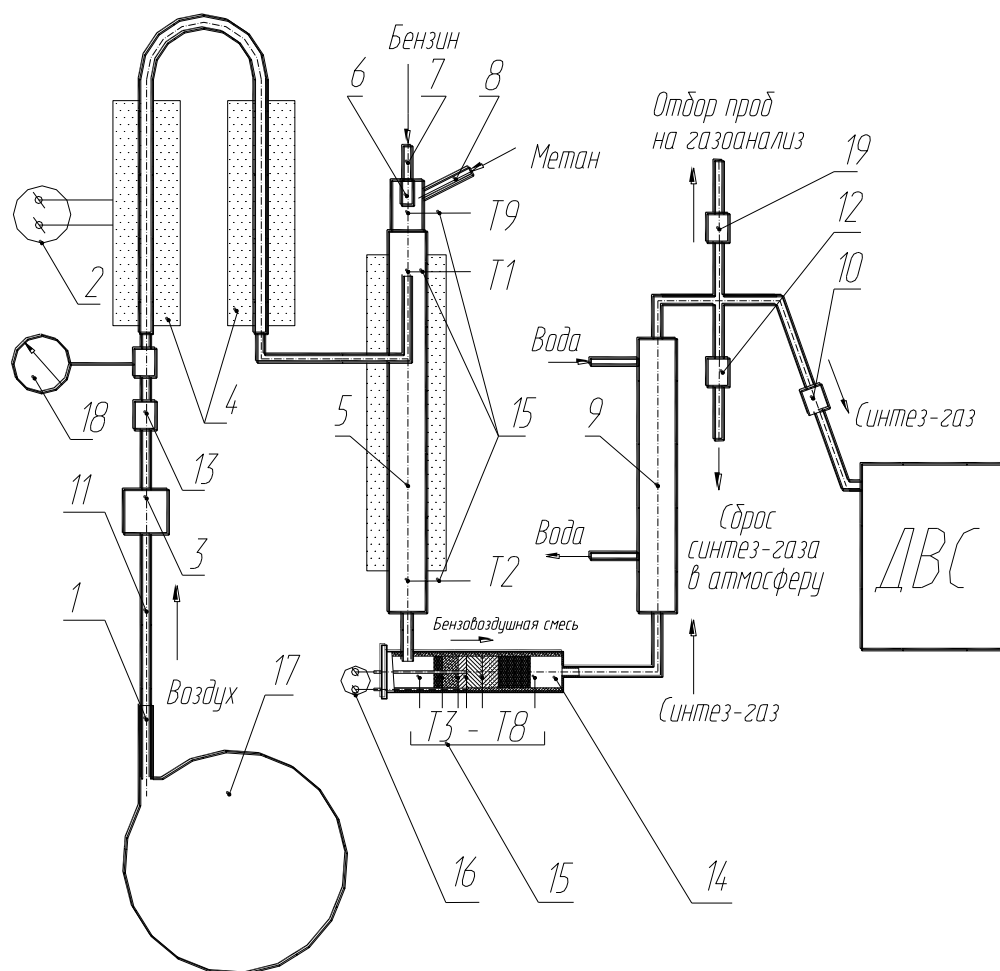


Рисунок 2.19 – Схема системы подачи синтез-газа

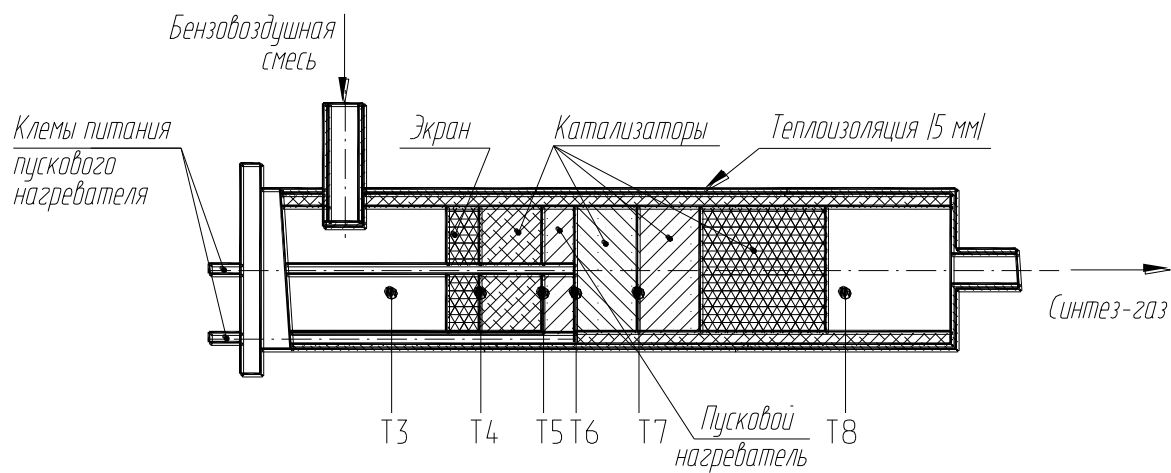


Рисунок 2.20 – Устройство каталитического блока генератора синтез-газа

3 Электрические накопители энергии

Основным элементом блока хранения энергии являются аккумуляторные батареи (АКБ). Стоимость АКБ может составлять до половины цены от стоимости всей установки. Рассмотрим основные типы накопителей энергии используемых в гибридных установках.

В настоящее время известно несколько типов источников энергии для установок такого типа.

- электрохимические источники энергии;
- электростатические системы накопления энергии.

В свою очередь электрохимические источники энергии можно разделить на несколько типов:

- аккумуляторные батареи, принцип работы которых заключается в многократном режиме циклирования (заряд-разряд) с регенерацией исходных реагентов при зарядке.

- электрохимические генераторы (ЭХГ), формируемые на основе топливных элементов (ТЭ) или комбинированных (полутопливных) элементов [5, 6, 7, 8]. Принцип работы ЭХГ, выполняемых на ТЭ, заключается в разряде за счет непрерывной подачи реагентов к ТЭ извне с одновременным удалением продуктов реакции. Длительность разряда зависит в этом случае от запаса реагентов (водород-воздух, металл-воздух и т.д.). В случае использования комбинированных элементов (алюминий-воздух, цинк-воздух и т.п.) запас одного из реагентов заключен в систему и возобновляется периодически» [9].

Существует большое количество АКБ:

- свинцово-кислотные;
- никель-кадмиевые;
- никель-железные;
- аккумуляторы типа «Цинк-бром» и др.

При всем многообразии существующих АКБ наибольшее распространение получили литиевые аккумуляторы. Электрохимические системы, основанные на литии (литий-сульфид железа, литий-полимер и др.), считаются одними из самых перспективных. В этом направлении проводятся интенсивные исследовательские работы.

По мнению ряда специалистов наиболее перспективными являются литий-железо-фосфатный аккумулятор (LiFePO_4 , или LFP).

Разработчиком указанного типа батарей считается Массачусетский технологический университет. Команда ученых работала над созданием принципиально новых АКБ, с 2003 г. которые бы стали заменой самых прогрессивных на тот момент Li-ion батарей. Проект финансировался, такими компаниями как Motorola и Qualcomm.

Данный тип аккумуляторных батарей использует ту же технологию получения электроэнергии, что и литий-ионные элементы. Однако имеется ряд значительных отличий. Аккумуляторы этого типа имеют собственные системы управления (BMS) ограничивающие аккумуляторы от перезарядки и сильной разрядки. Другой важной особенностью является LFP технологии от LiCoO_2 является меньшая токсичность. К особенностям АКБ такого типа можно отнести отсутствие строгих стандартов регламентирующих качественный химический состав батареи. Как результат батареи разных производителей имеют отличающиеся характеристики.

Наилучшая реализация возможностей каждой отдельной ячейки была достигнута в АКБ концерна EverExceed (Великобритания). Аккумуляторы данного производителя отличаются большим сроком службы, выдерживают до 4 000 циклов заряд/разряд. При этом потеря емкости составляет величину не более 20-25 %.

Основные характеристики батарей созданных на базе LFP технологии представлены ниже:

- удельная плотность энергии: 90-140 Вт ч/кг;
- объемная плотность энергии: 220-350 Вт ч/дм³;
- число циклов заряд/разряд до потери 20 % емкости: 2000 - 7000;
- срок хранения: до 15 лет;
- саморазряд при комнатной температуре: 3-5 % в месяц;
- удельная мощность: около 6,6 Вт/г (при разряде током 60С)
- диапазон рабочих температур: от минус 30 С до плюс 55 С
- напряжение:
 - максимальное - 3,65 В
 - минимальное - 2 В
 - рабочее - 3-3.3 В

Таким образом можно сделать следующие выводы:

- КПД литиево-фосфатных батарей на 20-30% выше, чем у других аккумуляторов;
- срок службы аккумуляторов этого типа на 2-3 года больше;
- стабильность характеристик в период эксплуатации АКБ выше чем у других типов АКБ.

Основным недостатком LFP технологии является высокая ее стоимость. Стоимость батареи емкостью 50 А ч может составлять 26 - 40 т.р. в ценах 2017 г. [10].

Другим перспективным накопителем электрической энергии могут быть АКБ выполненные по технологии Ni/NiCl производства компании FZ SoNick.

Ключевые эксплуатационные преимущества технологии:

- не подвержены влиянию высоких и низких температур.
- неизменные эксплуатационные характеристики в широком температурном диапазоне от -40°C до +65°C.
- высокие показатели циклов заряд/разряд: > 3000 циклов при 80% DoD.

- высокие показатели удельной энергоемкости: на 70% легче и на 30% компактнее в сравнении со свинцовыми батареями.

+ низкая совокупная стоимость владения. Окупаемость стартовых инвестиций в среднем в течение 3-4 лет.

+ длительный срок службы (не менее 20 лет в буферном режиме) и практически неограниченный срок складского хранения.

- возможность наращивания емкости батареи в любой момент времени за счет неограниченного параллельного подключения.

- встроенная система диагностики и мониторинга параметров батареи (в том числе с возможностью удаленного).

- безопасная электрохимическая реакция, исключая риск взрыва, воспламенения и выделения опасных веществ.

Ключевые экологические преимущества технологии:

- батарея абсолютно герметичная: отсутствует газовыделение в окружающую среду.

- изготавливаются без использования токсичных материалов, таких как свинец, кадмий.

- на 100% пригодны к утилизации: сталь, никель, железо, соль и керамика.

- температура на поверхности корпуса батареи лишь на несколько градусов выше температуры окружающей среды.

В основе технологии лежи лежит применение особого твердотельного керамического стакана-сапаратора, который позволяет пропускать ионы натрия и накапливать его на внешних стенках элемента во время заряда. Процесс разряда лежит в восстановлении соли (2NaCl) внутри керамического стакана и никеля (Ni). При этом процесс заряда/разряда полностью обратный, без образования каких-либо побочных продуктов, что позволяет достигать высоких показателей по срокам службы как в буферном, так и в циклическом режиме.

Аккумуляторные батареи FIAMM SoNick собираются из унифицированных элементов номинальным напряжением 2.7V и емкостью 40Ач.

Напряжение: 2.2-2.7V (2.58V в разомкнутой цепи)

Номинальная ёмкость: 40Ач

Габариты (ДхШхВ): 36 x 36 x 220 мм

Вес элемента: 695 г

Показатели удельной энергоемкости:

-140 Вт.ч /кг (Для сравнения в свинцовых АКБ:25-35 Вт.ч /кг)

-280 Вт.ч / лит (Для сравнения в свинцовых АКБ:70-100 Вт.ч /лит)

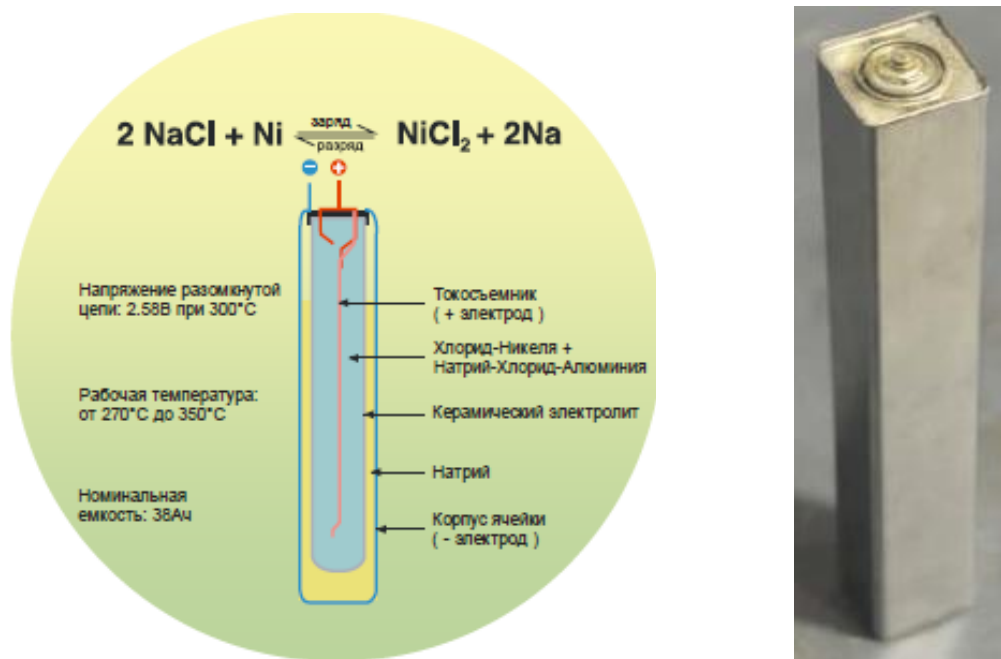


Рисунок 3.1 - Схема ячейки аккумулятора

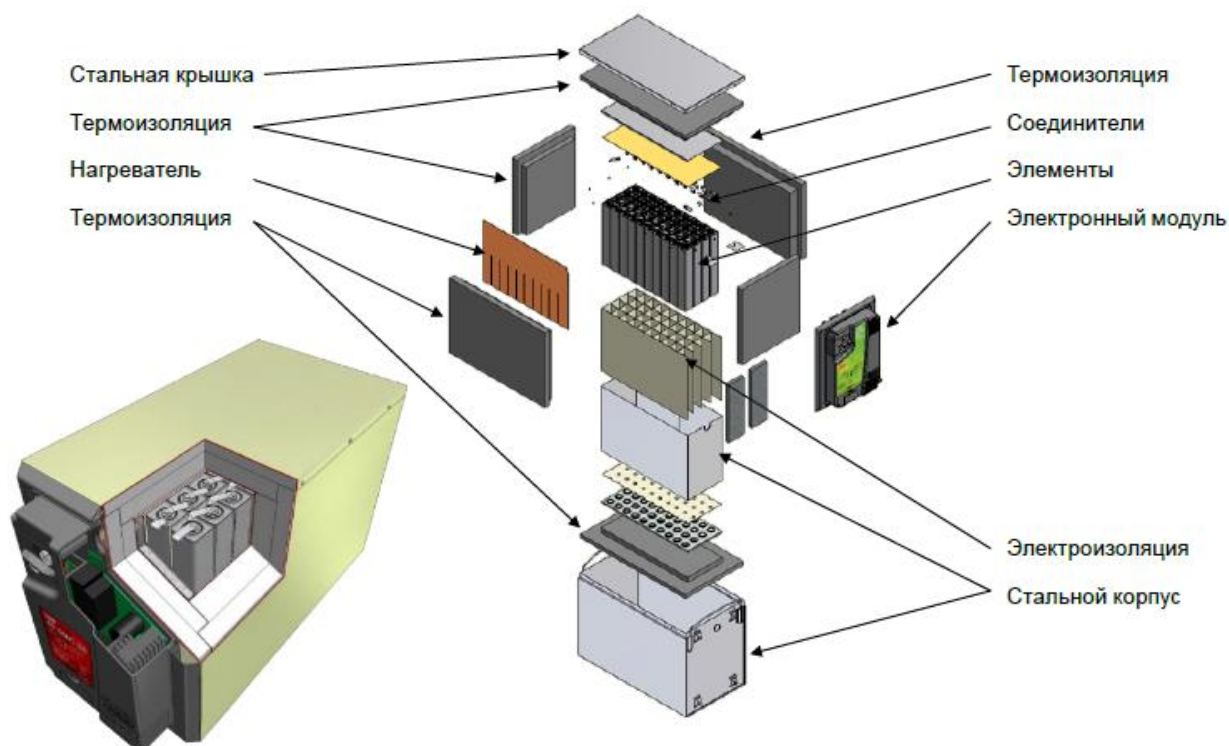


Рисунок 3.2 - Схема аккумуляторной батареи

Батарея состоит из следующих элементов (см рисунок 3.2):

- батарейный корпус (Нержавеющая сталь AISI 304)
- теплоизоляция (Микропористый диоксид кремния)
- электроизоляция (Слюда, $T_{\text{макс.}} = 600^{\circ}\text{C}$)
- нагревательные элементы (Сталь и Слюда)
- межэлементные соединители (Никель)
- проводка (Никелевая проволока, Слюда, Стекловолокно в качестве изоляции)
- BMS (Электронный модуль управления батареей).

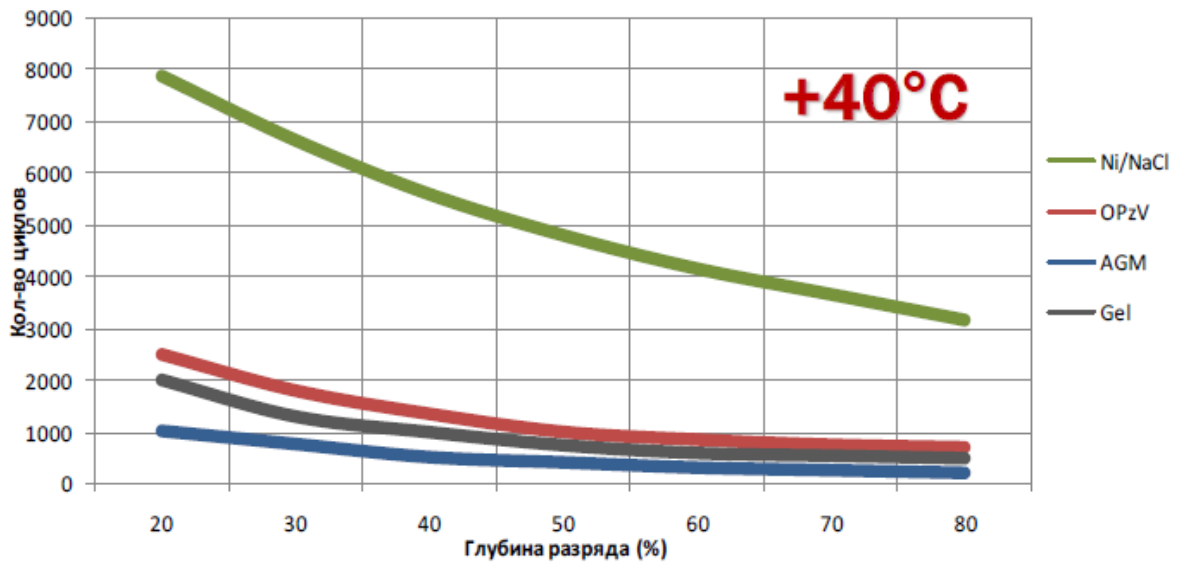


Рисунок 3.3 - Количество циклов заряд/разряд (40С)

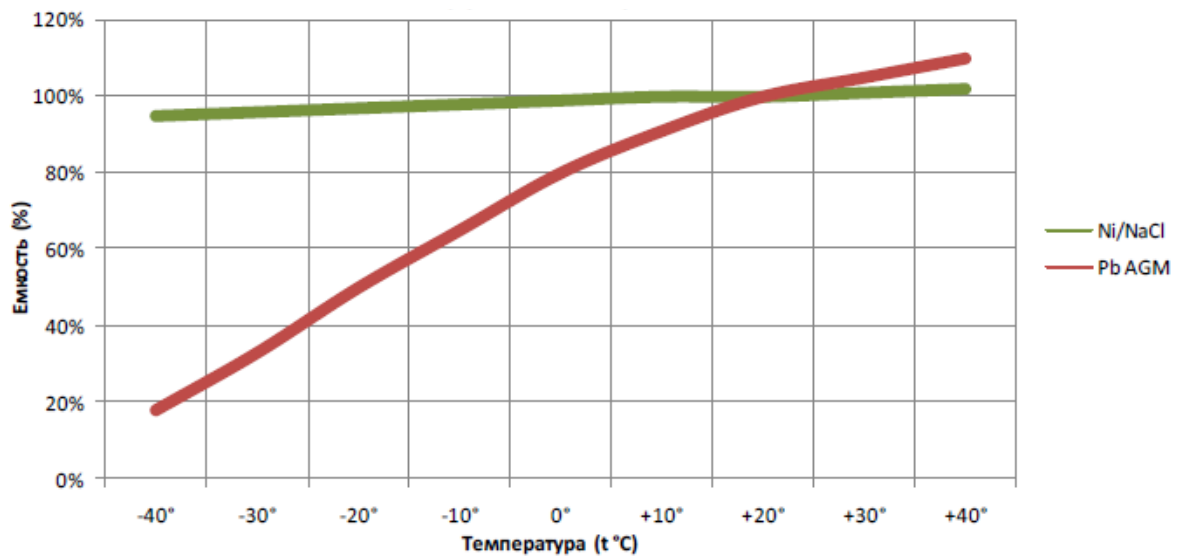


Рисунок 3.4 - Сравнение зависимости емкости батарей от температуры окружающей среды

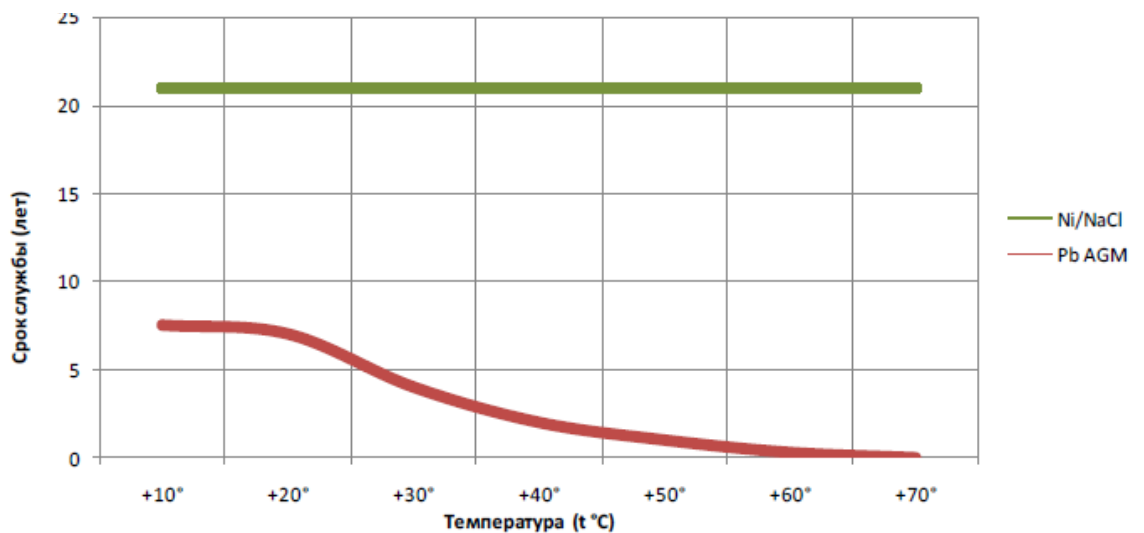


Рисунок 3.5 - Сравнение зависимости срока службы аккумуляторных батарей от температуры окружающей среды

Одной из особенностей рассматриваемых батарей является наличие система контроля и управления батареями, встроенный BMS - модуль. Каждая аккумуляторная батарея FIAMM поставляется оборудованной электронным модулем управления (BMS), который в автоматическом режиме обеспечивает оптимальный режим работы батареи, а так же позволяет осуществлять мониторинг (в том числе удаленный) основных параметров работы как отдельной батареи, так и группы соединенных параллельно батарей. Модуль управления (BMS) имеет все наиболее распространенные телекомм интерфейсы, такие как: RS485, USB, Ethernet, CAN/MOD-bus. Данные от батареи могут быть выведены как на компьютер с помощью обыкновенного USB кабеля и утилиты, входящей в состав комплекта поставки батарей, так и заведены в существующие системы мониторинга и диспетчеризации (АСУ ТП) объектов связи.

Основные функции BMS:

- Управление внутренней температурой батареи

- Управление процессом заряда батареи

- Проверка входных и выходных электрических параметров

- Проверка рабочих параметров батареи

- Контроль избыточности напряжения и внутренней температуры батареи (независимый от микропроцессора на печатной плате)

- Отключение батареи, по достижении предельных значений рабочих параметров, во избежание выхода из строя

- Генерирование аварийных сигналов и предупреждений



Рисунок 3.6 - Электронный модуль управления (BMS)

4 Совершенствование теплофикационной части установки

Одним из перспективных вариантов утилизации низкоэнтальпийного тепла является применение ORC- цикла. Суть метода заключается в следующем. ORC- цикл (органический цикл Ренкина) является разновидностью цикла Ренкина который применяется в обычных конденсационных и/или теплофикационных электростанциях. Ключевое отличие ORC- цикла заключается в том, что в качестве рабочего тела используются легкокипящие жидкости на основе органических соединений. В таблице 4.1. представлены наиболее часто применяемые рабочие жидкости.

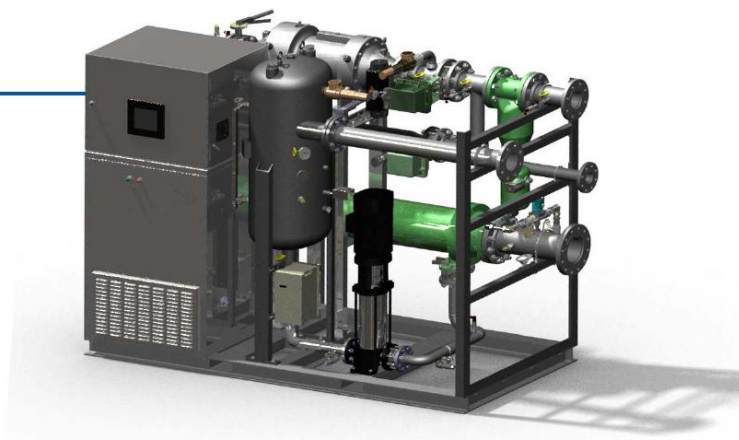
Таблица 4.1 - Рабочие жидкости применяемые в цикле Ренкина

РАБОЧЕЕ ТЕЛО ДАВЛЕНИЕ	ВОДА	HFC-R245fa
1 бар	100 град.С	15.6 град.С
19.6 бар	212 град.С	121 град.С

Кроме указанных жидкостей используются (в зависимости от рабочей температуры) следующие вещества: пропан / бутан/ пентан / толуол / HFC-R245fa и др.

Рассматривая тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания можно оценить имеющиеся температуры. В частности, температура охлаждающей жидкости составляет в среднем величину 80-90 С, а температура отработавших газов составляет 600-900 С. При таких значениях температур можно добиться КПД ORC- цикла порядка 15-20 %. На рисунке 4.1 представлена схема реализации ORC- цикла.

Преобразование тепловых избытков, в том числе низкопотенциальных, в электроэнергию



Пар от испарителя

Жидкость из охладителя

Подогретая жидкость в испаритель

Горячий пар в охладитель

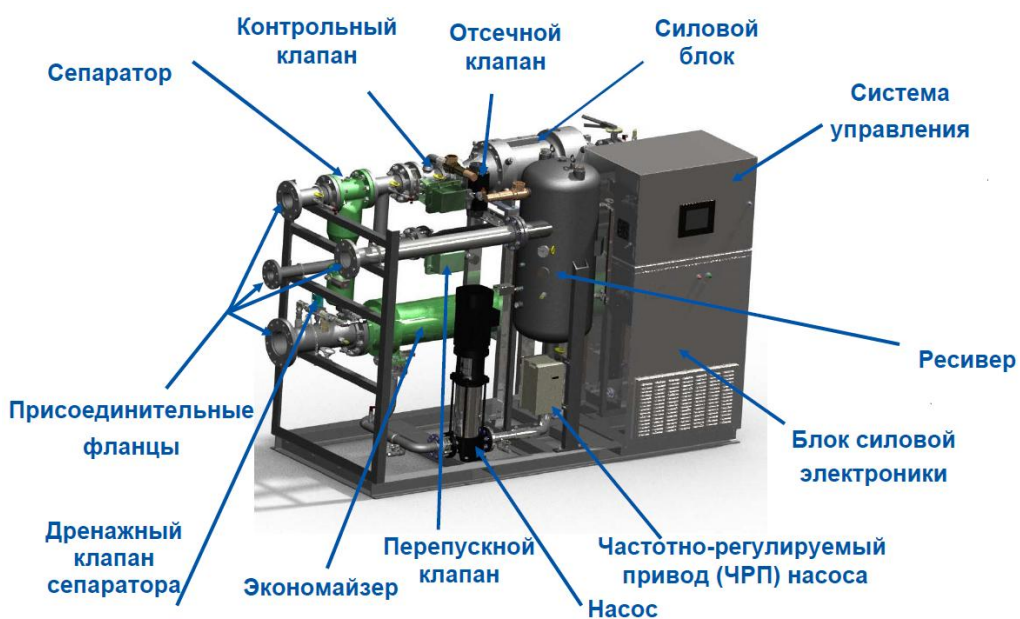
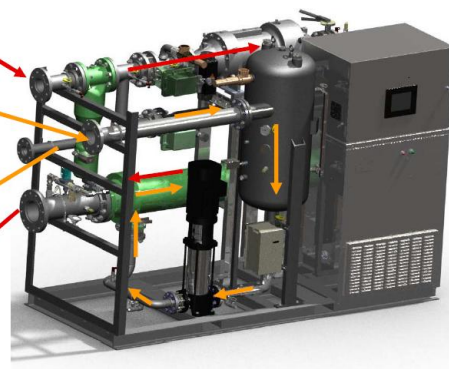


Рисунок 4.1 - Устройство реализующее ORC- цикл

Основными преимуществами ORC- цикла является:

- низкий уровень вибрации и шума;
- стабильные во времени показатели производительности, потребляемой мощности;
- низкая температура рабочего процесса;
- относительно простой технологический процесс изготовления.

Таким образом можно сделать следующие выводы:

- технология модернизации когенерационных установок с применением выше указанных технологий на сегодняшний день разработана и технически реализуема;
- основным недостатком является довольно высокая цена переоборудования;
- общий КПД предлагаемой схемы по получению электричества составляет величину порядка 60-70%, что соизмеримо с технологией топливных элементов (ТЭ).

На рисунке 4. 2 представлена принципиальная схема реализующая рассмотренные в работе принципы.

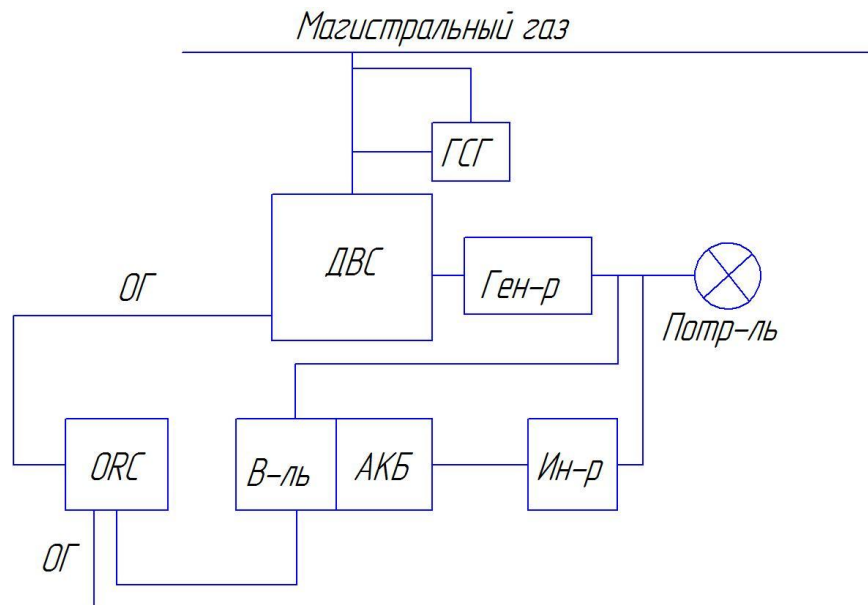


Рисунок 4.1 - Принципиальная схема предлагаемой установки

На рисунке 4.1. приняты следующие обозначения: АКБ - аккумуляторная батарея; В-ль - выпрямитель; ORC- установка по преобразованию низкоэнтальпийного тепла; Ин-р - инвертор; ОГ - отработавшие газы двигателя внутреннего сгорания; ГСГ - генератор синтез газа; ДВС - двигатель внутреннего сгорания; Потр-ль - потребитель электрической энергии.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе работы были выполнены следующие задачи:

- изучено состояние вопроса на сегодняшний день по теме применения и повышения эффективности когенерационных установок ;
- предложены конкретные технические решения по совершенствованию когенерационных установок;
- предложенные технические решения технически осуществимы и реализуются в других областях техники.
- общее КПД предлагаемого технического решения может составлять величину порядка 60 - 70% (по выработке электрической энергии);
- установлено, что ключевым недостатком предложенных решений является высокая стоимость оборудования, однако увеличение объемов производства рассмотренного оборудования позволяет прогнозировать стоимость модернизации когенерационных установок на приемлемом для практики уровне.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Золотницкий В.А. Новые газовые системы автомобилей. – М.: «Издательский дом Третий Рим», 2003.
2. Лютко В. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания / В. Лютко, В.Н. Луканин, А.С. Хачиян. – М.: МАДИ, 2000 – 2 т.
3. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В.А. Звонов. Изд. 2-е – перераб. – М.: Машиностроение. – 1981.
4. Хитрин Л.И. Физика горения и взрыва / Л.И. Хитрин; М.: - 1955.
5. Асмус Т.У. Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями / Т.У. Асмус, К. Бргннакке и др.; под ред. Д.Хиллиарада, Дж.С. Спрингера; перевод с англ. Васильева; под ред. А.В. Кострова. – М.: Машиностроение, 1988.
6. Образование и разложение загрязняющих веществ в пламени; перевод с англ. Ю.Ф. Дитикина. – Машиностроение. – 1981.
7. Don Karner, James Francfort. Advanced Vehicle Testing Activity high-percentage HYDROGEN / CNG blend on FORD F -150. - operating summary. U.S. Department of Energy/ Idaho, 2003.
8. Don Karner, James Francfort. Advanced Vehicle Testing Activity low-percentage HYDROGEN / CNG blend on FORD F -150. - operating summary. U.S. Department of Energy, Idaho, 2003.
9. Анохин В.А., Дерюжкина В.И., Перегузов В.А., Меньшов В.И. Научные основы каталитической конверсии углеводородов. Киев: Наукова Думка, 1977. С. 63.
10. Vermeiren W.J.M., Blomsma E., Jakobs P.A. //Catal. Today. 1992. V. 13. n. 2/3. P.427-436.
11. Choudhary V.R., Rajput A.M., Prabhakar B. //Catal. Lett. 1992. V. 15 n. 4. P. 363-370.

12. Yamamoto R., Morka Y., Suzuki K. et al. //J. Chem. Soc. Japan. Ind. Chem. Soc. 1957. V. 60. n. 8. P. 1020.
13. Slagtern A., Miradatos C., Swaan H. et. al. //Abst. V European workshop on methane activation. Limerib, 1997
14. Справочник азотчика /под ред. Е.Я.Мельникова. М.: Химия, 1986. 512 с.
15. S.Shen, C.Li, Ch.Yu. Mechanistic Study of Partial Oxidation of Methane to Syngas over a Ni/Al₂O₃ Catalyst.// Natural Gas Conversion V. Studies in Surface Science and Catalysis.,1998 Elsevier Science B.V. v.119, p.765 –770.
16. M.A.S. Al-Baghdadi, Hydrogen-ethanol blending as an alternative fuel of spark ignition engines. Renewable Energy, V. 28, p. 1471-1478, 2003
17. E. Jobson, Future challenges in automotive emission control. Topics in Catalysis, V. 28, p. 191-199, 2004
18. ACEA Statement on the Adoption of SCR Technology to Reduce Emissions Levels of Heavy-Duty Vehicles 30/06/2003
19. M.Fathi, R.H. Hofstad, T. Sperle, O.A.Rokstad, A.Holmen. Partial oxidation of methane to synthesis gas at very short contact times.// Catalysis Today 42, 1998, p. 205-209.
20. S.S.Bharadwaj and L.D. Schmidt. Synthesis gas formation by catalytic oxidation of methane in fluidized bed reactors.// Journal of Catalysis. 1994,v.146,p.11-21.
21. J. Yaying, L. Wenzhao, X. Hengyong, Y. Chunying.// Partial oxidation of methane to syngas in fluidized bed reactor. Cuihua Xuebao, 21(2), 2000,p. 97-98.
22. P. Zhi-yong, D. Chao-yang, S. Shi-kong.// New two-stage process for catalytic oxidation of methane to synthesis gas. Ranliao Huaxue Xuebao, 28(4), 2000, p. 348-351.

23. J.D. Korchnak, M. Dunster and A. English. Patent Cooperation Treaty W090/06282, PTC/US89/05369, assigned to Davy McKee Corporation.
24. M.F.M. Zwinkels, S.G.Jaras, P.G.Menon and T.A.Griffin//Catal. Rev.-Sci. Eng., 35 (1993), p.319.
25. D.A.Hickman and L.D. Schmidt.// Science. 259 1993,p.343.
26. J.P.Gomez, J.M. Jimenez, S. Vic, J. Lezaun, P.Terrerros, M/A/Pena and J.L.G Fierro. 4th International Natural gas Conversion Sympozium, South Africa 1995.
- 27.I. Theophilos, V. Xenophon E.// Development of a novel heat-integrated wall reactor for the partial oxidation of methane to synthesis gas. Catal. Today.46(2-3), 1998, p.71-81.
28. C.Y.Tsai, Y.H. Ma, W.R.Moser and A.Dixon. Modeling and Simulation of a Nonizothermal Catalytic Membrane Reactor. //Chem. Eng. Comm. 1995,v. 134,p. 107-132.
29. U.Balachandran et al. Ceramic membrane reactor for converting methane to syngas.//Catalysis Today., 36, 1997, p.265-272.
- 30.Патент № 2062402 РФ. 1994
- 31.Engine Performance and Emission Near the Dilute Limit with Hydrogen Enrichment Using an On-Board Reforming Strategy Ather A. Quader, John E. Kirwan, M. James Grieve /Delphi USA/, SAE 2003-01-1356
32. Combustion Characteristics of H₂-CO-CO₂ Mixture in an IC-Engine, Toshio Shudo, Yasuo Nakajima, Koichiro Tsuga, SAE 2001-01-0252
33. Experimental Evaluation of SI Engine Operation Supplemented by Hydrogen Rich Gas from a Compact Plasma Boosted Reformer, J.B. Green and e.g., SAE 2000-01-2206
34. ГОСТ 13822-82 Электроагрегаты и передвижные электростанции, дизельные. Общие технические условия.
- 35.Русаков М.М. Пределы стабильного сгорания обедненных бензовоздушных смесей в ДВС при различных способах

- интенсификации / М.М. Русаков и др.; Сборник трудов XI симпозиума по горению и взрыву. – 1996.
36. Техническое описание: [Электронный ресурс]. URL: – Режим доступа: http://avrora-arm.ru/data/armatura01/viessmann/10/Technische%20Beschreibung%20VITOBLOC%20200%20EM-18_36.pdf (Дата обращения: 18.02.2017).
37. О создании и деятельности технологической платформы «Малая распределенная энергетика» [Электронный ресурс]. URL: – Режим доступа: <http://ds-energy.ru/platforma/memorandum> (Дата обращения: 18.02.2017).
38. Alger, T. SwRI's HEDGE Technology for High Efficiency, Low Emissions Gasoline Engines [Electronic resource] / Terry Alger // DEER Conference Detroit. – 2010. – . – Режим доступа : https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f8/deer10_alger.pdf. – Загл. с экрана.
- 39.. Alger, T. The Effect of Hydrogen Enrichment on EGR Tolerance in Spark Ignited Engines [Electronic resource] / Alger, T., Gingrich, J., Mangold, B.// SAE Technical Paper 2007–01–0475. – 2007. – . – Режим доступа : <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2007–01–0475/>. – Загл. с экрана.
40. List, H. Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine [Текст] / C Hans List. – Wien : Verlag von Julius Springer, 1939. – 123 p.
- 41.. A Simple Model for Cyclic Variations in a Spark–Ignition Engine [Текст] / C.S. Daw [и др.] // SAE Technical Paper. – 1996. – 962086.
- 42.. Tahtouh, T. Les effets combinés de l'hydrogène et de la dilution dans un moteur à allumage commandé [Текст] : Ph. D Thesis : / Toni Tahtouh ; Université d'Orléans. – d'Orléans, 2010. – 250 p.
43. Siokos, K Low–Pressure EGR in Spark–Ignition Engines: Combustion Effects, System Optimization, Transients & Estimation Algorithms

- [Текст] : Ph. D Thesis : / Konstantinos Siokos ; Clemson University. – Clemson, 2017. – 243 p.
44. Tatemura, T Cycle-to-cycle Variation Analysis of Combustion in a Lean Burn Gasoline Engine [Текст] / Toshiaki Tatemura // 27th Internal Combustion Engine Symposium. – 2016. – Paper № 5. – Tokyo, 2016.
- 45.. Szybist, J. Effects of Fuel Composition on EGR Dilution Tolerance in Spark Ignited Engines [Electronic resource] / James P. Szybist, Derek Splitter. // SAE International Journal of Engines. – Vol. 9, No. 2. – 2016. – pp. 819–831 – Режим доступа : <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2016-01-0715/>. – Загл. с экрана.
- 46.. Ayala, F Combustion Lean Limits Fundamentals and Their Application to a SI Hydrogen-Enhanced Engine Concept [Текст] : Ph. D Thesis : / Ferrin A. Ayala ; Massachusetts Institute of Technology. – Massachusetts, 2001. – 205 p.
47. Hamori, F Exploring the Limits of Hydrogen Assisted Jet Ignition [Текст] : Ph. D Thesis : / Ferenc Hamori ; University of Melbourne. – Melbourne, 2006. – 374 p.
48. De Simio, L Effect of Ethanol Content on Thermal Efficiency of a Spark-Ignition Light-Duty Engine [Electronic resource] / Luigi De Simio, Michele Gambino, Sabato Iannaccone // ISRN Renewable Energy. – 2012. – Режим доступа : <https://www.hindawi.com/journals/isrn/2012/219703/>. – Загл. с экрана.
- 49.. Effect of spark timing and load on a DISI engine fuelled with 2,5-dimethylfuran [Electronic resource] / Ritchie Daniel [et al.] // Fuel. – 2011. – Vol. 90, Issue 2. – P. 449–458. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.
50. Wentworth, J. Flame photographs of lightload combustion point the way to reduction of hydrocarbons in exhaust gas [Electronic resource] / J.

- Wentworth, W. Daniel // SAE Technical Paper. – 1955. – 550281. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/550281/>. – Загл. с экрана.
51. Каменев, В.Ф. Исследование рабочего процесса карбюраторного двигателя на режимах глубокого дросселирования [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Владимир Федорович Каменев ; Научно-исследовательский автомобильный институт НАМИ. – М., 1979. – 199 л.
- 52.. Beretta, G.P. Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines [Electronic resource] / G.P. Beretta, M. Rashidi, J.C. Keck // Combustion and Flame. – 1983. – Vol. 52 – P. 217–245. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.
- 53.. Thermodynamic Analysis of an Over-Expanded Engine [Electronic resource] / J. Martins [et al.] // SAE Technical Paper 2004-01-0617. – 2004. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2004-01-0617/>. – Загл. с экрана.
54. Turbulent Flame Propagation and Combustion in Spark Ignition Engines [Electronic resource] / Fanhua Ma [et al.] // Energy & Fuels. – 2008. – Vol. 22 – P. 3022–3028. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.
- 55.. Beccari, A An Analytical Approach for the Evaluation of the Optimal Combustion Phase in Spark Ignition Engines [Electronic resource] / A. Beccari, S. Beccari, E. Pipitone // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2009. –Vol. 132. – Режим доступа : <https://pdfs.semanticscholar.org/908d/1926f4f1e310f1b4a2dea6a2315fcff9084d.pdf>. – Загл. с экрана.

- 56.. Caton, J.A. An introduction to thermodynamic cycle simulations for internal combustion engines [Текст] / Jerald A Caton. – Chichester : John Wiley & Sons, Ltd., 2016. – 367 p.
57. Johansson, B. Path to High Efficiency Gasoline Engine [Electronic resource] / Bengt Johansson // Lund University. – Режим доступа : https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/03/f8/deer10_johansson.pdf. – Загл. с экрана.
58. Федянов, Е.А. Межцикловая неидентичность рабочего процесса и проблемы улучшения показателей ДВС с искровым зажиганием [Текст] : дис. ... докт. техн. наук : 05.04.02 / Евгений Алексеевич Федянов ; Волгоградский государственный технический университет. – Волгоград, 1999. – 314 л.
59. The effect of combustion duration on the performance and emission characteristics of propane-fueled 4-stroke S.I. engines / A. Jehad [et al.] // Emirates Journal for Engineering Research. – 2003. –Vol. 8(1) – P. 1–14.
- 60.. Разлейцев, Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях [Текст] / Н.Ф. Разлейцев. – Харьков : Вища школа. Изд-во при Харьк. Ун-те, 1980. – 169 с.
- 61.. Вибе, И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателя [Текст] / Иван Иванович Вибе. – Москва–Свердловск : Машгиз, 1962. – 273 с.
62. Воинов, А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. Изд. 2-е, перераб. и доп. [Текст] / А.Н. Воинов. – М. : Машиностроение, 1977. – 277 с.
- 63.. Брозе, Д. Д. Сгорание в поршневых двигателях [Текст] / Д.Д. Брозе. – М. : Машиностроение, 1969. – 248 с.
64. Wildhaber, S.N. Impact of combustion phasing on energy and availability distributions of an internal combustion engine [Текст] : Ph. D

- Thesis : / Shawn Nicholas Wildhaber ; Missouri university. – Missouri, 2011. – 125 p.
65. Heywood, J.B. Improving the Spark–Ignition Engine [Electronic resource] / John B. Heywood // Symposium University of Madison. – 2005. – Режим доступа : <https://www.erc.wisc.edu/documents/symp05–Heywood.pdf>. – Загл. с экрана.
66. Heywood, J.B. Improving Engines and Fuels, Together [Electronic resource] / John B. Heywood // 11th Concauwe Symposium. – Brussels, 2015. – Режим доступа : https://www.concauwe.eu/wp–content/uploads/2017/01/ConcauweSymposium_Prof.–Heywood_Improving–Engines–and–Fuels.pdf. – Загл. с экрана.
- 67.. Kato, S The Influence of Port Fuel Injection on Combustion Stability [Electronic resource] / Shoichi Kato, Takanori Hayashida, Minoru Iida // Yamaha motor technical review. – 2008. – Yamaha Motor Co., Ltd., 2019. – Режим доступа : https://global.yamaha–motor.com/about/technical_review/pdf/browse/44gr03e.pdf. – Загл. с экрана.
68. Reitz, R.D. Internal Combustion Engines I: Fundamentals and Performance Metrics, University of Wisconsin–Madison 2018 Princeton–Combustion Institute Summer School on Combustion Course Length: 9 hrs [Electronic resource] / Rolf D. Reitz // Princeton–Combustion Institute Summer School on Combustion Course Length: 9 hrs. – 2018. – New Jersey : Princeton university, 2019. – Режим доступа : https://cefrc.princeton.edu/sites/cefrc/files/reitz_princeton–day1–hour3–2018.pdf. – Загл. с экрана.
- 69.. Influence of air/fuel ratio on cyclic variation and exhaust emission in natural gas si engine [Electronic resource] / L. Ben [et al.] // SAE Technical Paper 1999–01–2901. – 1999. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

70. Krost, P. Experimental Characterization and Quasi-Dimensional Modeling of Cyclic Combustion Variations in Spark Ignition Engines [Текст] : Ph. D Thesis : / Philipp Krost ; Technische Universitat Darmstadt. – München, 2018. – 141 p.
- 71.71. Salazar, V. Influence of the Flow Field on Flame Propagation in a Hydrogen-Fueled Internal Combustion Engine [Electronic resource] / V. Salazar, S. Kaiser // SAE Int. J. Engines 4(2). – 2011. – P. 2376–2394 – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
72. Cycle-by-cycle combustion variations in spark-ignited engines [Electronic resource] / C.S. Daw [et al.] // Fourth Experimental Chaos Conference Boca Raton. – 1997. – . – ORNL Technologies, 2019 – . – Режим доступа : <https://inspire.ornl.gov/OriginalDocument/152658aa-ad1f-4b45-a40b-4122f53246e4>. – Загл. с экрана.
73. Study on cycle-by-cycle variations of combustion in a natural-gas direct-injection engine [Текст] / Z-H Huang [et al.] // Proc. IMechE: J. Automobile Engineering. – 2008. – Vol. 222, Part D. – P. 1657–1667.
- 74.. Young, M. B. Cyclic Dispersion in the Homogeneous-Charge Spark-Ignition Engine – A Literature Survey [Electronic resource] / M. B. Young // SAE Technical Paper 810020. – 1981. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
75. An Experimental Study of the Cyclic Variability in Spark Ignition Engines [Electronic resource] / N. Ozdor, M. Dulger, E. Sher // SAE Technical Paper 960611. – 1996. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
76. Clerk, D. The Theory of the Gas Engine (1882) [Текст] / D. Clerk. – Whitefish : Kessinger Publishing, LLC, 2010. – 178 p.
77. Mickelsen, W. R. Growth rates of turbulent free flames. Fourth international Symposium on Combustion [Текст] / W. R. Mickelsen, N. E. Ernstein // J. Chem. Phys. – 1956. – Volume 25, Issue 3. – P. 325–333.

78. Peters, B. D. Cyclic Variations and Average Burning Rate in a S. I. Engine [Electronic resource] / B. D. Peters, G.L. Borman // SAE Technical Paper 700064. – 1970– . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
79. Johansson, B. On Cycle-to-Cycle Variations in Spark Ignition Engines [Текст] : Ph. D Thesis : / B. Johansson ; Lund Institute of Technology. – Lund, 1995. – p.
80. Research on the Measures for Improving Cycle-to-Cycle Variations under High Tumble Combustion [Electronic resource] / T. Omura [et al.] // SAE Technical Paper 2016-01-0694. – 2016. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
81. Patterson, D. Cylinder pressure variations, a fundamental combustion problem [Electronic resource] / D. Patterson // SAE Technical Paper 660129. – 1966. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
- 82.. A simple model for cyclic variations in a spark-ignition engine [Electronic resource] / C.S. Daw [et al.] // SAE Technical Paper 962086. – 1996. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
83. Roberts, J. Cylinder pressure variations as a stochastic process [Electronic resource] / J. Roberts, J. Peyton Jones, K. Landsborough // SAE Technical Paper 970059. – 1997. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
84. A review of deterministic effects in cyclic variability of internal combustion engines [Electronic resource] / C.E.A. Finney [et al.] // International Journal of Engine Research. – 2015. – P. 366–378 – ORNL, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.ornl.gov/publication/review-deterministic-effects-cyclic-variability-internal-combustion-engines>. – Загл. с экрана.

85. Dai, W. Modeling of cyclic variations in spark-ignition engines [Electronic resource] / W. Dai, N. Trigui, Y. Lu // SAE Technical Paper 2000-01-2036. – 2000. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
86. Belmont, M. Statistical aspects of cyclic variability [Electronic resource] / M. Belmont, M. Hancock, D. Buckingham // SAE Technical Paper 860324. – 1986. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
87. Quasi-Dimensional Simulation of Spark Ignition Engines [Текст] / A. Medina [et al.]. – London : Springer-Verlag, 2014. – 195 p.
88. Schll, E. Handbook of Chaos Control, volume 2. [Текст] / E. Schll, H.G. Schuster. – New York : Wiley- VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2008. – 820 p.
89. Chaos analysis on in-cylinder pressure measurements [Electronic resource] / L. Chew [et al.] // SAE Technical Paper 942486. – 1994. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
90. Костычев, В.Н. Улучшение показателей двигателей с искровым зажиганием на режиме холостого хода путем снижения межциклового неидентичности рабочего процесса [Текст] : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Владимир Николаевич Костычев ; Волгоградский государственный технический университет. – Волгоград, 1982. – 116 л.
91. Власов, М.Ю. Повышение эффективности рабочих процессов атмосферных и наддувных поршневых ДВС за счет улучшения межциклового стабильности [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Михаил Юрьевич Власов ; Тульский государственный университет. – Тула, 2012. – 16 с.
92. Ахромешин, А.В. Повышение эффективных характеристик поршневых ДВС управлением бифуркационными зависимостями

- межцикловой неидентичности рабочих процессов [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.04.02 / Андрей Владимирович Ахромешин ; Тульский государственный университет. – Тула, 2010. – 22 с.
- 93.. Ozdor, N. Cyclic Variability in Spark Ignition Engines – A Literature Survey [Electronic resource] / N. Ozdor, M. Dulger, E. Sher // SAE Technical Paper 940987. – 1994. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
94. Shen, H. A Study of Cycle-to-Cycle Variations in SI Engines Using a Modified Quasi-Dimensional Model [Electronic resource] / H. Shen, P. C. Hinze, J. B. Heywood // SAE Technical Paper 961187. – 1996. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
95. Hasse, C. Scale-resolving simulations in engine combustion process design based on a systematic approach for model development [Текст] / C. Hasse // International Journal of Engine Research. – 2016. – Vol. 17, Issue 1. – P. 44–62.
- 96.. Combustion fluctuation mechanism involving cycle-to-cycle spark ignition variation due to gas flow motion in s.i. engines [Текст] / K. Hamai [et al.] // Symposium (International) on Combustion. – 1988. – Vol. 21, Issue 1. – P. 505–512.
- 97.. A major origin of cyclic energy conversion variations in si engines: Cycle-by-cycle variations of the equivalence ratio and residual gas of the initial charge [Electronic resource] / G. Grnefeld [et al.] // SAE Technical Paper 941880. – 1994. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
- 98.. Schlieren visualization of the flow and density fields in the cylinder of a spark-ignition engine [Electronic resource] / M. Namazian [et al.] // SAE Technical Paper 800044. – 1980. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.

- 99.. Time–Resolved Measurement of Fuel Transient Behaviour and Cycle to Cycle Variation of Local Fuel/Air Equivalence Ratio in Gasoline Engines [Electronic resource] / C.F. Li [et al.] // SAE Technical Paper 940989. – 1994. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
100. . Measurements of Cycle to Cycle Variability of the Inlet Flow of Fuel Injectors Using LDA [Electronic resource] / J. Bedford [et al.] // SAE Technical Paper 2006–01–3314. – 2006. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
101. . Pundi, B. Effect of charge non–homogeneity on cycle–by–cycle variations in combustion in si engines [Electronic resource] / B. Pundi, V. Zvonow, C. Gupta // SAE Technical Paper 810774. – 1981. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
102. . Matekunas, F.A. Modes and measures of cyclic combustion variability [Electronic resource] / F.A. Matekunas // SAE Technical Paper 830337. – 1983. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
103. . Stabilized combustion in a spark ignited engine through a long spark duration [Electronic resource] / M. Nakai [et al.] // SAE Technical Paper 850075. – 1985. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
104. A continuous discharge ignition system for egr limit extension in si engines [Electronic resource] / T. Alger [et al.] // SAE Int. J. Engines 4(1). – 2011. – P. 677–692. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
105. Impact of ignition energy phasing and spark gap on combustion in a homogenous direct injection gasoline si engine near the egr limit [Electronic resource] / W. Chen [et al.] // SAE Technical Paper 2013–01–

1630. – 2013. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
106. Ragland, K.W. Combustion Engineering (2–nd Edition) [Текст] / Kenneth W. Ragland, Kenneth M. Bryden. – Abingdon–on–Thame : Taylor & Francis Group, 2011. – 552 p.
107. Pacala, S Stabilization Wedges: Solving the Climate Problem for the Next 50 Years with Current Technologies [Текст] / S. Pacala, R. Socolow // Science. – 2004. – Vol. 305 (5686). – P. 968–972.
108. National Research Council (2013). Transitions to Alternative Vehicles and Fuels [Electronic resource] / Douglas M. Chapin [et al.] – Washington : National Academies Press, 2013. – P. 378. – NAP, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.nap.edu/catalog/18264/transitions-to-alternative-vehicles-and-fuels>. – Загл. с экрана.
109. U.S. DRIVE Highlights of Technical Accomplishments Overview [Electronic resource] – Washington : U.S. Department of Energy, 2013. – P. 75. – U.S. Department of Energy's Office of Energy Efficiency and Renewable Energy, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.energy.gov/sites/prod/files/2014/04/f14/2013USDRIVEAccomplishmentsReport.pdf>. – Загл. с экрана.
110. Reitz, R. D. Directions in internal combustion engine research [Текст] / R. D. Reitz // Combustion and Flame. – 2013. – Vol. 160(1). – P. 1–8.
111. National Research Council (2015). Cost, Effectiveness, and Deployment of Fuel Economy Technologies for Light–Duty Vehicles [Electronic resource] / J. Cohon [et al.] – Washington : National Academies Press, 2015. – P. 445. – NAP, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.nap.edu/catalog/21744/cost-effectiveness-and-deployment-of-fuel-economy-technologies-for-light-duty-vehicles>. – Загл. с экрана.

112. Heywood, J. B. A model for flame kernel development in a spark–ignition engine [Текст] / S. Pischinger, J. B. Heywood // Symposium (International) on Combustion. – 1991. – Vol. 23(1). – P. 1033–1040.
113. Dale, J. A model for flame kernel development in a spark–ignition engine [Electronic resource] / J. Dale, M. Checkel, P. R. Smy // Progress in Energy and Combustion Science. – 1997. – Vol. 32, Issues 5–6. – P. 379–398. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.
114. Splitter, D. A Historical Analysis of the Co–evolution of Gasoline Octane Number and Spark–Ignition Engines [Electronic resource] / D. Splitter, A. Pawlowski, R. Wagner // Frontiers in Mechanical Engineering. – 2016. – Vol. 1, Issues 16. – P. 16. – ResearchGate., 2019 – . – Режим доступа : <https://www.researchgate.net>. – Загл. с экрана.
115. Thermodynamic sweet spot for high–efficiency, dilute, boosted gasoline engines [Текст] / G. A. Lavoie [et al.] // International Journal of Engine Research. – 2013. – Vol. 14(3). – P. 260–278.
116. Ball, J. K. Cycle–by–cycle variation in spark ignition internal combustion engines [Текст] : Ph. D Thesis : / Jeffrey K. Ball ; University of Oxford. – Oxford, 1998. – 248 p.
117. v. Basshuysen, R. Handbuch Verbrennungsmotor – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven [Текст] / R. v. Basshuysen, F. Schäfer. – Wiesbaden : Springer–Verlag, 2015. – 1176 p.
118. 118. Bates, S. Flame Imaging Studies of Cycle–by–cycle Combustion Variation in a SI Four–Stroke Engine [Electronic resource] / S. Bates // SAE Technical Paper 892086. – 1989. – . – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
119. Eichlseder, H. Grundlagen und Technologien des Ottomotors: Der Fahrzeugantrieb [Текст] / H. Eichlseder, M. Klueting, W. Piock. – Wien : Springer–Verlag, 2008. – 271 p.

120. Laserzündung und Verbrennung im Ottomotor mit Direkteinspritzung [Текст] / V. Gross [et al.] // MTZ Motortechnische Zeitung. – 2010. – Vol. 71(7). – P. 532–539.
121. Zheng, M. Advanced Ignition Systems for Future Future Clean Combustion Engines: Review [Текст] / M. Zheng, S. Yu // Journal of Automotive Safety and Energy. – 2015. – Vol. 6(4). – P. 295–313.
122. Tropina, A. Ignition by Short Duration, Nonequilibrium Plasma: Basic Concepts and Applications in Internal Combustion Engines [Текст] / A. A. Tropina, M. N. Shneider, R. B. Miles // Combustion Science and Technology. – 2016. – Vol. 188(6). – P. 831–852.
123. Aydin, K. Effect of Engine Parameter on Cyclic Variations in Spark Ignition Engines [Текст] / K. Aydin // 6th International Advanced Technologies Symposium. – 2011. – P. 57–63.
124. Herden, W. Zündung und Entflammung bei Benzindirekteinspritzung. Benzin- und Dieseldirekteinspritzung [Текст] / W. Herden // Expertverlag. – 2001. – P. 223–237.
125. Development of the Measures to Improve Cycle-to-Cycle Variations in SI High Tumble Combustion [Electronic resource] / T. Omura [et al.] // SAE Technical Paper 2016-01-0694. – 2016. – SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
126. Fischer, J. Experimentelle Untersuchung zyklischer Schwankungen der Verbrennung im Hinblick auf Reduzierung der Motor-Rohemissionen bei Ottomotoren mit BenzinDirekteinspritzung. Tech. rep. [Текст] / J. Fischer, U. Spicher // Universität Karlsruhe. – 2004.
127. Fischer, J. Investigation of Cycle-to-Cycle Variations of In-Cylinder Processes in Gasoline Direct Injection Engines Operating With Variable Tumble Systems [Electronic resource] / J. Fischer, A. Velji, U.

- Spicher // SAE Technical Paper 2004–01– 0044. – 2004. –.– SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
128. Lauer, T. Bewertung der Restgastoleranz bei homogenen Brennverfahren für hohe Abgasrückführraten [Текст] / T. Lauer, B. Geringer // MTZ Motortechnische Zeitung. – 2008. – Vol. 69(2) – P. 154–161.
129. Iida, N. Super–Lean Burn Concept for High Efficiency SI Engine [Electronic resource] / Norimasa Iida // ERC 2017 Symposium. – 2017. –.– University of Wisconsin Madison, 2019 – . – Режим доступа : https://www.erc.wisc.edu/documents/symp17/2017_Keio_Iida.pdf. – Загл. с экрана.
130. Throttleless Premixed–Charge Engines: Concept and Experiment [Текст] / P. D. Ronney [et al.] // IMechE Proceedings. – 1994. – Vol. 208. – P. 13–24.
131. Knock Characteristics of Liquid and Gaseous Fuels in Lean Mixtures [Electronic resource] / P. D. Ronney [et al.] // SAE Technical Paper 912311. – 1991. –.– SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
132. Fraidl, G. K. Improvement of LEV/ULEV Potential of Fuel Efficient High Performance Engines [Electronic resource] / G. K. Fraidl, F. Quissek, E. Winklhofer // SAE Technical Paper 920416. – 1992. –.– SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
133. Najt, P. M. An Experimental and Computational Evaluation of Two Dual–Intake–Valve Combustion Chambers [Electronic resource] / G. P. M. Najt, T. Kuo // SAE Technical Paper 902140. – 1990. –.– SAE, 2019 – . – Режим доступа : <https://www.sae.org>. – Загл. с экрана.
134. Grebe, U. D. The Three Cylinder Ecotec Compact Engine from Opel with Port Deactivation – a Contribution to Reduce the Fleet

- Average Fuel Consumption [Текст] / U. D. Grebe, P. E. Karus, P. Pötscher // VDI–Berichte 1505. VDI Verlag GmbH. – Düsseldorf., 1999.
135. Водород. Свойства, получение, хранение, транспортирование, применение: справ. изд. [Текст] / Д.Ю. Гамбург [и др.]; под ред. Д.Ю. Гамбурга, Н.Ф. Дубовкина. – М. : Химия, 1986. – 672 с.
136. Мищенко, А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей [Текст] / А.И. Мищенко. – Киев : Наукова думка, 1984. – 143 с.
137. Шароглазов, Б.А. Поршневые двигатели: теория, моделирование и расчет процессов: учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в ДВС [Текст] / Б.А. Шароглазов, В.В. Шишков; под ред. засл. деят. науки РФ, профессора, доктора техн. наук Б.А. Шароглазова. – Челябинск : Издательский центр ЮУрГУ, 2011. – С. 36–37.
138. Self-ignition of hydrocarbon–hydrogen–air mixtures [Текст] / S.M. Frolov [et al.] // Int J Hydrogen Energy. – 2013. – Vol. 38. Issue 10. – P. 4177–4184.
139. Briones, A.M. Effects of H₂ enrichment on the propagation characteristics of CH₄–air triple flames [Electronic resource] / A.M. Briones, S.K. Aggarwal, V.R. Katta // Combustion and Flame. – 2008. – Vol. 153. – P. 367–383. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.
140. Combined effects of initial pressure and turbulence on explosions of hydrogen–enriched methane/air mixtures [Electronic resource] / F. Cammarota [et al.] // Journal of Loss Prevention in the Process Industries. – 2009. – Vol. 22, Issue 5. – P. 607–613. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.
141. Explosion behavior of hydrogen–methane/air mixtures [Electronic resource] / E. Salzano [et al.] // Journal of Loss Prevention in the Process

- Industries. – 2012. – Vol. 25, Issue 3. – P. 443–447. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.
142. Effects of hydrogen addition and nitrogen dilution on the laminar flame characteristics of premixed methane–air flames [Electronic resource] / T. Tahtouh [et al.] // International Journal of Hydrogen Energy. – 2009. – Vol. 34, Issue 19. – P. 8329–8338. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.
143. Kinetic and dynamic analysis of hydrogen–enrichment mixtures in combustor systems – A review paper [Electronic resource] / Sina Davazdah Ema [et al.] // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2016. – Vol. 62. – P. 1072–1082. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.
144. Cassidy, J.F. Emission and total energy consumption of a multicylinder piston engine running on gasoline and a hydrogen–gasoline mixture [Текст] / John F. Cassidy // Lewis Research Center National Aeronautics and Space Administration. – Washington, 1977. – P. 36.
145. Ciniviz M. Hydrogen use in internal combustion engine: a review [Текст] / M. Ciniviz, H. Kose // International Journal of Automotive Engineering and Technologies. – 2012. – Vol. 1, Issue 1. – P. 1–15.
146. Progress in hydrogen enriched hydrocarbons combustion and engine applications Front [Electronic resource] / Zuohua Huang [et al.] // Frontiers in Energy. – 2014. – Vol. 8, Issue 1. – P. 73–80. – SpringerLink, 2019 – . – Режим доступа : <https://link.springer.com/article/10.1007/s11708-013-0287-1>. – Загл. с экрана.
147. A review of engine application and fundamental study on turbulent premixed combustion of hydrogen enriched natural gas [Electronic resource] / J.H. Wang [et al.] // Science China Technological Sciences. –

2014. – Vol. 57, Issue 3. – P. 445–451. – SpringerLink, 2019 – . – Режим доступа : <https://link.springer.com/article/10.1007/s11431-014-5471-y>. – Загл. с экрана.
148. Natural Gas [Electronic resource] / Fanhua Ma [et al.] ; под ред. Primož Potocnik. – IntechOpen, 2010. – . – Режим доступа : <https://www.intechopen.com/books/natural-gas>. – Загл. с экрана.
149. Conte, E. Experimental investigation into the effect of reformer gas addition on flame speed and flame front propagation in premixed, homogeneous charge gasoline engines [Electronic resource] / E. Conte, K. Boulouchos // Combustion and Flame. – 2006. – Vol. 146, Issues 1–2. – P. 329–347. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.
150. Saravanan, N. An experimental investigation of hydrogenenriched air induction in a diesel engine system [Electronic resource] / N. Saravanan, G. Nagarajan // International Journal of Hydrogen Energy. – 2008. – Vol. 33, Issue 6. – P. 1769–1775. – Elsevier B. V., 2019 – . – Режим доступа : <http://www.sciencedirect.com>. – Загл. с экрана.