

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«КАЗАНСКИЙ (ПРИВОЛЖСКИЙ) ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

НАБЕРЕЖНОЧЕЛНИНСКИЙ ИНСТИТУТ

Отделение «Информационных технологии и энергетических систем»

Кафедра «Высокоэнергетических процессов и агрегатов»

Направление (специальность): 13.03.01 – «Теплоэнергетика и теплотехника»

шифр

наименование

Профиль: «Промышленная теплоэнергетика»

наименование

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

на тему: **ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ДВУХТАКТНОГО
ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ МИНИ ТЭЦ ПУТЕМ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРА-
МЕТРОВ ЕГО ГАЗОВОЗДУШНЫХ КАНАЛОВ**
ВКР 1.13.03.01.01.21.06.00.00 ПЗ.

Студент 4 курса
группы 2171103

Колбина Т.Ю.
(Ф.И.О.)

Научный руководитель
К.Т.Н., ДОЦЕНТ
уч.степень уч.звание

Карелин Д.Л.
(Ф.И.О.)

Набережные Челны 2021 г.

Содержание

Перечень основных обозначений и сокращений	5
Введение.....	7
Глава 1 Анализ состояния научных и технических вопросов по теме ВКР ...	11
1.1 Обзор и анализ дизель-генераторных установок	11
1.1.1 Установки мини-ТЭЦ.....	19
1.2 Конструктивные особенности и параметры отечественных дизелей .	31
1.2.1 Газообмен в двухтактных дизелях. Системы продувки в двухтактных двигателях	32
1.2.2 Контурные системы газообмена	33
1.2.3 Усовершенствованная поперечная контурная система с эксцентричным расположением продувочных окон	35
1.2.4 Поперечная контурная система с центральным расположением продувочных и выпускных окон и дозарядкой.....	36
1.2.5 Контурная петлевая система с односторонним лучеобразным расположением продувочных и выпускных окон	38
1.2.6 Прямоточная клапанно-щелевая система продувки	39
1.2.7 Прямоточно-щелевая система продувки.....	40
1.3 Протекание процессов газообмена	41
1.3.1 Смесеобразование и камеры сгорания	43
1.4 Выводы по первой главе	51
Глава 2 Методика теплового расчета двигателя	53
2.1 Расчет процесса впуска	53
2.1.1 Давление рабочего тела в конце впуска.....	55
2.1.2 Степень сжатия	55
2.1.3 Температура остаточных газов	57
2.1.4 Давление остаточных газов	57
2.1.5 Коэффициент остаточных газов.....	58
2.1.6 Температура в конце впуска.....	60
2.1.7 Коэффициент наполнения	60

2.1.9	Расчет процесса сгорания	62
2.2	Расчет процесса расширения.....	66
2.2.1	Определение индикаторных параметров цикла	67
2.2.2	Определение эффективных показателей двигателя.....	68
2.3	Выводы по второй главе	71
Глава 3	Тепловой расчет двигателя.....	73
3.1.1	Расчет впуска	73
3.1.2	Давление рабочего тела в конце процесса впуска.	74
3.1.3	Степень сжатия воздуха.....	75
3.1.4	Температура остаточных газов	76
3.1.5	Давление остаточных газов	76
3.1.6	Коэффициент остаточных газов.....	77
3.1.7	Температура в конце впуска.....	77
3.1.8	Коэффициент наполнения	78
3.1.9	Процесс сжатия.....	78
3.2	Расчет значений параметров ТДЦ после процесса подвода теплоты при $v=\text{const}$	79
3.2.1	Расчет процесса расширения.....	82
3.2.2	Определение индикаторных параметров цикла	83
3.2.3	Определение эффективных показателей двигателя.....	84
Заключение	92
Список используемых источников литературы	94

Перечень основных обозначений и сокращений

ВМТ – верхняя мертвая точка;

ГТН – газотурбонагнетатель;

ГТУ – газотурбинная установка;

ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

ДГУ – дизель-генераторная установка;

КПД – коэффициент полезного действия;

ПГУ – парогазовая установка;

Мини-ТЭЦ – малая теплоэлектроцентраль;

НМТ – нижняя мертвая точка

g_e – удельный эффективный расход топлива;

H_n – низшая теплота сгорания топлива;

i – число цилиндров двигателя;

N_e – эффективная мощность двигателя;

n_e – максимальные обороты коленчатого вала двигателя;

n_k – показатель политропы сжатия;

p_0 – давление окружающей среды; давление перед впускными органами;

p_z – давление остаточных газов;

p_k – давление наддува; давление свежего заряда перед выпускными органами при наддуве;

p_e – среднее эффективное давление рабочего тела;

p_i – среднее индикаторное давление рабочего тела;

T_z – температура остаточных газов;

T_0 – температура окружающей среды; температура заряда перед впускными органами;

ΔT – температура свежего заряда;

T_a – температура в конце процесса впуска;

V_h – рабочий объем цилиндра;

V_a' – полный объем цилиндра;

V_a – объем цилиндра в начале процесса сжатия;

V_c – объем камеры сжатия;

a – коэффициент избытка воздуха;

γ_2 – коэффициент остаточных газов;

ρ_0 – плотность воздуха;

ρ_k – плотность газовой смеси;

ε_0 – действительная степень сжатия;

η_v – коэффициент наполнения;

η_m – механический КПД двигателя;

η_i – индикаторный КПД;

η_e – эффективный КПД;

τ – коэффициент тактности (равен 4 для четырехтактных двигателей и 2- для двухтактных ДВС)

$\varphi_{доз}$ – коэффициент дозарядки;

$\varphi_{оч}$ – коэффициент очистки;

Введение

Обеспечение электроэнергией и теплом потребителей вдали от централизованных линий электропередач и тепловых станций является важной задачей для многих отраслей и сфер деятельности человека. Кроме того, создание резервных источников питания электрической и тепловой энергией, обеспечивающих непрерывную работу сложных технологических процессов на базе мобильных либо стационарных дизель-генераторных станций, является актуальным вопросом, требующим решения. Среди широкой номенклатуры технических решений, созданных для решения указанной задачи, наиболее целесообразным является использование мини-когенерационных установок на базе двигателей внутреннего сгорания.

Двигатели внутреннего сгорания известны уже на протяжении многих лет и находят свое применение по сей день в отраслях хозяйственной деятельности человека.

Наряду с множеством типов тепловых двигателей широкое распространение получили поршневые двигатели внутреннего сгорания. Данные типы двигателей нашли свое применение в транспортном машиностроении, специализированных бензо-инструментах, генераторных установках, служащих основными и резервными источниками электрической энергии практически во всех сферах деятельности. При проектировании, строительстве и эксплуатации станций для переработки альтернативных источников энергии, генераторы с поршневыми двигателями являются вспомогательными и резервными источниками питания систем управления и безопасности. О широком использовании двигателей внутреннего сгорания свидетельствует также тот факт, что общая установленная мощность двигателей внутреннего сгорания почти в пять раз превышает мощность всех стационарных электростанций в мире.

Среди различных типов и схем двигателей, особое место занимают двухтактные дизельные двигатели. Предпочтение к данным тепловым двигателям определяется рядом преимуществ, а именно: простая конструкция, низкий

удельный вес и высокие значения удельной мощности, по сравнению с четырехтактными двигателями.

Немаловажным фактором является то, что дизельные двигатели в отличие от бензиновых обеспечивают экономию топлива, могут достигать высокой степени сжатия, тем самым с легкостью могут превзойти показатели КПД бензинового двигателя.

Однако, двухтактные двигатели имеют и недостатки, которые ограничивают сферу их применения. Так, например, у дизельных двухтактных двигателей это недозаполнение цилиндра воздушной смесью и соответственно высокий коэффициент остаточных газов.

На данный момент на мировом рынке увеличивается спрос на приобретение двухтактных двигателей, в силу того, что они являются более экономичными, экологичными, а также имеют меньший вес и шумовое загрязнение окружающей среды.

На сегодняшний день вопрос об улучшении рабочих характеристик двигателей внутреннего сгорания остается не изученным в полной мере. Следовательно, можно утверждать, что двухтактные ДВС не достигли предела совершенства, необходимо внести определенные новшества и оптимизировать их конструкцию.

Повышение эффективности работы ДВС можно добиться за счет совершенствования конструкции параметров газоздушных каналов. В данный период наблюдается значительный рост опытно - конструкторских работ, которые связаны с оптимизацией газоздушного тракта.

Исходя из этого, можно сделать вывод, что тепловой расчет и создание пространственных математических моделей двухтактного дизельного двигателя внутреннего сгорания, позволяющие совершенствовать их энергетические, мощностные, экономические, а также экологические показатели, являются актуальными по сей день.

Наибольшая отдача в данном случае может быть достигнута за счет изменения или улучшения параметров газоздушных каналов.

Целью бакалаврской работы является: улучшение рабочих показателей двухтактных дизельных двигателей для мини-ТЭЦ путем оптимизации параметров его газозвдушных каналов.

Для достижения указанной цели были решены следующие задачи:

1. Произведен обзор дизель-генераторных установок, а также рассмотрены установки мини-ТЭЦ;
2. Произведен анализ конструкций и особенностей рабочих процессов двухтактных дизельных двигателей внутреннего сгорания;
3. Произведен анализ систем газообмена в двухтактных дизельных двигателях. Обоснован выбор более подходящей продувки, который оказал существенное влияние на термодинамический расчет;
4. Приведена методика теплового расчета, с целью дальнейшего определения рабочих показателей ДВС;
5. Произведен тепловой расчет с целью предварительного определения индикаторных показателей рабочего цикла, эффективных показателей, а также для оценки мощностных и экономических показателей, которые позволили оценить значения рабочих параметров проектируемого двигателя (мощность и расход топлива).

Объект исследования: одноцилиндровый двухтактный дизельный двигатель с прямоточной клапанно-щелевой продувкой, используемый в качестве источника механической энергии на электростанциях, катерах, мотовозах и передвижных компрессорных станциях.

Методы решения поставленных задач:

1. Предложена методика теплового расчета для двухтактных дизельных двигателей с прямоточной клапанно-щелевой продувкой;
2. Получены результаты теплового расчета, позволяющие сделать вывод, что применение двухтактных дизельных двигателей является наиболее целесообразным, а также правильный выбор систем газообмена оказал существенное влияние на рабочие характеристики данного двигателя;

3. Предложена методика коэффициента очистки, полученного в ходе эксперимента профессором А.Б. Стефановским.

Практическая ценность работы: заключается в повышении степени сжатия, за счет уменьшения потерянной доли ходы поршня, в выборе более подходящей системе газообмена, которые дают возможность улучшить рабочие характеристики двухтактного дизельного двигателя.

Данная методика расчета может быть применена для иного типа двигателя внутреннего сгорания.

Глава 1 Анализ состояния научных и технических вопросов по теме ВКР

1.1 Обзор и анализ дизель-генераторных установок

Обеспечение бесперебойной подачи электроэнергии является важной задачей во многих отраслях промышленности и сферах деятельности человека. Во избежание проблем, возникающих в случае перепадов и отключений электроэнергии как для жилых, административных, так и для промышленных объектов, используются автономные источники электроснабжения. Наибольшее распространение среди таких автономных источников электроснабжения получили дизель-генераторные установки. Одним из основных элементов которых, помимо системы управления, является дизель-генератор, представляющий собой агрегат в составе дизельного двигателя, служащего для преобразования механической энергии вращения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания в электрическую энергию, вырабатываемую генератором переменного тока [15,17].

Принцип работы автономных источников электроснабжения на основе дизель-генераторного агрегата заключается в следующем (см. рис. 1.1). В момент, когда происходит процесс сжатия топлива начинает воспламеняться, а затем сгорать. При сгорании горючего образуются газы, энергия расширения которых преобразуется в механическую энергию в дизельном двигателе за счет кривошипно-шатунного механизма, энергии вращения коленчатого вала.

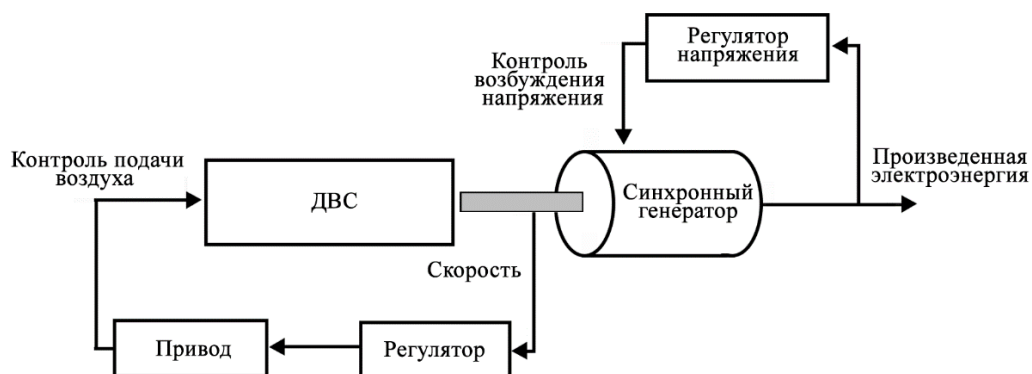


Рисунок 1.1 – Примерная схема принципа работы дизель-генератора

Ротор электрогенератора, приводимый в движение двигателем, вращается и возбуждает электромагнитное поле. Это поле генерирует индуктивный переменный ток. Этот ток в обмотке генератора подается на выход конечному пользователю.

Основными элементами дизель-генератора являются: дизельный двигатель, работающий на дизельном топливе, и генератор переменного тока (чаще всего, называемого альтернатором).

Второстепенные части, входящие в состав данного агрегата-это блок контроля системой и управления, система охлаждения, смазочное и выхлопное оборудование, топливная емкость, аккумулятор, регулятор напряжения, а также рама, на которую крепится все оборудование. Стоит отметить, что рама может выполнять дополнительные функции, например, поглощать шум и защищать дизель-энергетическую установку от вредного воздействия окружающей среды [24,35].

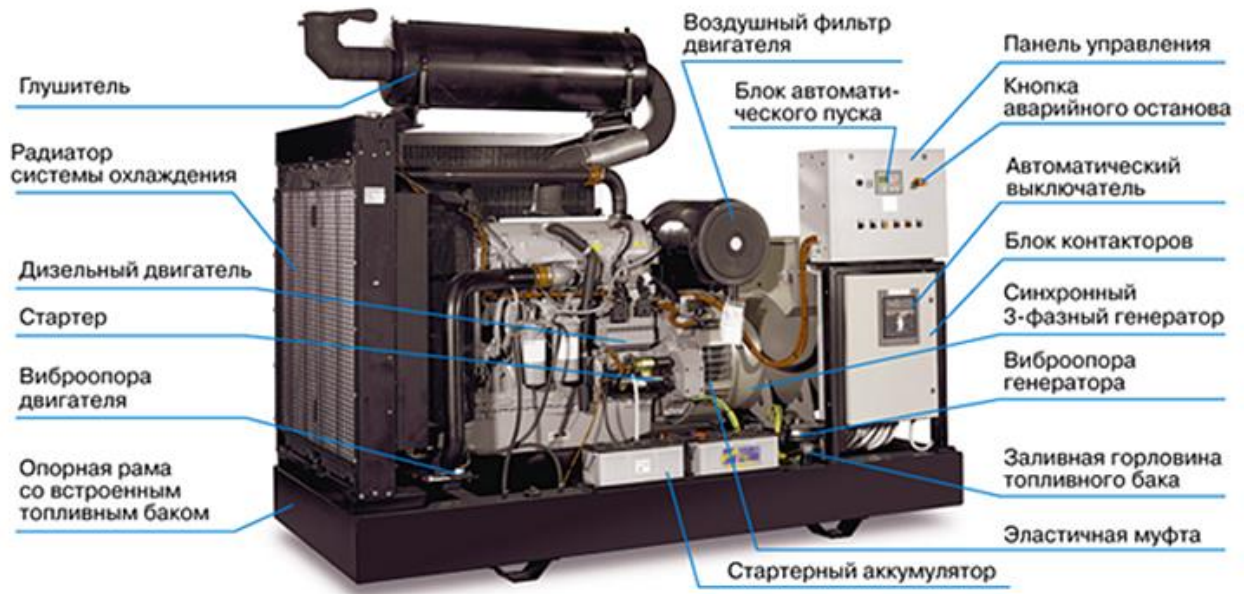


Рисунок 1.2 – Общий вид автономной системы электроснабжения на основе дизель-генераторной установки

Системы охлаждения и системы подачи воздуха являются важнейшими основными элементами двигателей дизель-генераторов с различными характеристиками номинальной мощности, которая, в свою очередь, является одной из важных характеристик, определяющей область применения двигателей и особенности их применения.

Таким образом, двигатели для автономных систем электроснабжения на основе дизель-генераторной установки, классифицируются следующим образом.

В зависимости от способа охлаждения воздуха двигателя можно разделить на:

- двигатели с воздушным охлаждением, применяемые в дизель-генераторах малой мощности;
- двигатели с жидкостным охлаждением (в этих двигателях используются антифриз и вода).

В зависимости от способа подачи воздуха все двигатели можно разделить на:

- двигатели без турбонаддува;
- двигатели с турбонаддувом, в которых турбонагнетатель нагоняет воздух в камеру сгорания и использует привод выхлопных газов двигателя;
- двигатели с турбонаддувом и промежуточным охлаждением всасываемого воздуха.

К достоинствам дизель-генераторов можно отнести следующие параметры:

- высокая эффективность и экономичность оборудования. Дизелям необходимо меньше топлива, чем бензиновым генераторам, чтобы вырабатывать такое же количество электроэнергии;
- высокая мощность оборудования. Двигатели высокоскоростных дизель-генераторов в среднем в 4 раза мощнее аналогичных устройств, работающих на бензине;
- длительный период непрерывной работы дизель-генератора, что главным образом позволяет использовать его как постоянный источник электрической энергии;
- высокая степень пожарной безопасности при эксплуатации. Дизельное топливо не содержит летучих горючих соединений, его возгорание возможно только за счет сжатия смеси;
- дизель генераторы считаются более долговечными. Долговечность и качество работы дизель генератора можно достигнуть путем добавления в состав топлива различных присадок.

Добавки делятся на следующие группы:

- иницирующие добавки (например, изопропилат), повышающие цетановое число на 8...12;
- добавки, уменьшающие дым (например, ацетонитрил, метиланилин, сульфонат бария);
- антиокислительные присадки (например, 2,6-дитретбутил-4-метилфенол, изопропилфенилендиамин);
- деактиваторы металлов (например, десалицилиденэтилендиамин);

- моющие добавки (например, нафтенаты и сульфонаты кальция);
- присадки для защиты от коррозии (например, масляный раствор окисленного сульфоната кальция);
- антигели, которые используются для понижения температуры (например, полиметакрилаты, сополимеры этилена с винилацетатом).

Многофункциональные присадки к дизельному топливу, состоящие из депрессорных, детергентных и дымозащитных компонентов, не только улучшают низкотемпературные свойства топлива, но и снижают токсичность выхлопных газов.

Наряду с положительными качествами дизель-генераторы имеют и недостатки:

- высокая стоимость агрегатов. С экономико-технической точки зрения можно утверждать, что устройство окупится, в связи с тем, что данный агрегат имеет низкий параметр расхода топлива и высокую эффективность двигателя, а также другие технические особенности;

- быстрый износ деталей и внутренних узлов оборудования при работе оборудования без нагрузки. В виду этого рекомендуется применять дизель-генераторы с нагрузкой не менее 40% от номинальной мощности агрегатов;

- высокий уровень шума и вибрация при работе дизель-генераторных установок. На десятой международной конференции в Великобритании W.H.Kim, T.Y.Kim, W.H. Joо разработали математическую модель дизель-генераторной установки, включая ротор генератора и подшипник. В ходе исследования была измерена вибрация вала, получены достоверные результаты, которые в дальнейшем использовались для улучшения вибрационных характеристик [37].

Сферы применения дизель – генератора.

Дизель-генераторы имеют широкий спектр применения. Данные агрегаты могут использоваться в качестве постоянного и аварийного источника электроэнергии в различных областях промышленности, здравоохранении, строительстве, морском и речном флоте.

В качестве дополнительного источника энергии дизель-генераторы используются в компаниях и учреждениях, работу которых невозможно остановить из-за перебоев в подаче электрической энергии. Это больницы, банки, котельные, насосные станции, очистные сооружения.

Модели дизель-генератора, оснащенные системой автозапуска, подходят для использования в качестве аварийного источника питания: в случае неожиданного отключения электроэнергии генератор незамедлительно включается и отключается, как только работа электросети будет восстановлена.

В связи с тем, что дизель-генератор обеспечивает стабильную работу, к данному устройству без опасения можно подключать технику, которая чувствительна к скачкам напряжения и перепаду.

Не менее обширна область применения дизель-генератора в качестве основного источника энергии. С его помощью можно наладить междугороднюю торговлю, в том числе продуктами питания (подключив холодильное оборудование к генератору), а также другую коммерческую деятельность.

Данные агрегаты можно считать надежным источником энергосбережения при проведении ремонтно-строительных работ, а также спасательных работ при стихийных бедствиях. К дизельным электростанциям подключают фермы и малые предприятия, загородные дома и сельские поселки, а также области, где прокладка линий электропередач технически невозможна или слишком дорога [24].

Из года в год мировой рынок дизель-генераторов и электростанций демонстрирует увеличение объема продаж. Существует множество производителей данных агрегатов самыми популярными, известными и проверенными являются Франция, Великобритания, Германия, США, Италия и Китай.

Компания FG Wilson (Великобритания) поставляет дизель-генераторы по всему миру более 50 лет. Диапазон мощностей варьируется от 6,8 кВА в жилых домах до 2 500 кВА в промышленности. Агрегаты поставляются как в открытом исполнении для установки в помещениях или контейнерах, так и в специальных защитных кожухах [24].



Рисунок 1.3 – Дизель- генератор FG Wilson P150-5

На сегодняшний день CATERPILLAR (США) - одна из ведущих корпораций по производству дизель-генераторных установок. Эти устройства характеризуются высокой производительностью, а также непревзойденными инновациями. На электростанциях используются только качественные материалы. В результате дизель-генераторы имеют высокий КПД и компактные размеры.



Рисунок 1.4 – Дизель-генератор CATERPILLAR GEP13.5-2

Китайская компания Kipor является одним из мировых лидеров производителей дизель-генераторов. Эта компания располагает первоклассными сборочными линиями и высокотехнологичным оборудованием У Kipor есть подразделение в России, которое обслуживает, готовит и тестирует поставляемое оборудование. Kipor продает свою продукцию более чем в 150 странах

мира. Диапазон мощности данных агрегатов находится в пределах от 12 до 1100 кВА.



Рисунок 1.5 – Дизель-генератор Kipor KDE 12000 EA

Концерн Metallwarenfabrik GmbH (Германия), производит и поставляет дизель-генераторные установки более чем в 40 стран мира. Благодаря своей эффективности, надежности и долговечности эти агрегаты востребованы во многих странах. Диапазон мощностей ДГУ от 20 до 500 кВА .



Рисунок 1.6 – Дизель-генератор Geko 310003ED-S/DEDA

В России дизель-генераторные установки пользуются популярностью по сей день. Наиболее известными являются ДГУ компании «Азимут». Данные установки представлены в большом диапазоне мощностей: от 8 кВт до 1 МВт.

Этот основной параметр определяет назначение агрегата. Они предназначены для электроснабжения частных загородных домов, магазинов и офисных зданий. Эти генераторы, как правило, изготавливаются на базе двигателей с воздушным охлаждением.



Рисунок 1.7 – Дизельный генератор Азимут АД 16-Т400

Преимуществами данных установок являются: компактность, высокая мощность, надежность, экономичность, а также низкая стоимость и простота обслуживания.

1.1.1 Установки мини-ТЭЦ

Общие сведения о мини-ТЭЦ

В последние годы значительно развивается электроснабжение на базе установок мини-ТЭЦ.

Мини-ТЭЦ представляет собой небольшую энергоустановку, вырабатывающую тепловую и электрическую энергию. Чаще всего, такая станция располагается непосредственно рядом с конечным потребителем, что позволяет избежать потерь при транспортировке тепла и электроэнергии. Принимая во

внимание значительный ежегодный рост тарифов на эти виды энергии, выгода от использования мини-ТЭЦ очень велика [1,7,34].

Система рекуперации тепла мини-ТЭЦ предусматривает производство горячей воды или пара для отопления (когенерация) и холода для систем кондиционирования и вентиляции (тригенерация).

Различают следующие виды мини-когенерации:

- паротурбинную с турбиной противодавления с подачей тепла потребителям всего или части затраченного в ней пара;
- паротурбинную с конденсационной турбиной с когенерационным отбором или отбором для подачи пара потребителям тепла;
- газотурбинную, использующую тепло отходящих газов в котле-утилизаторе или непосредственно в технологическом процессе;
- дизельную с производством высокопотенциального тепла за счет энергии выхлопных газов и низкопотенциального тепла от контуров охлаждения двигателя;
- парогазовую, использующую тепло выхлопных газов для производства пара, полностью или частично направляемого в одну или несколько паровых турбин.

В данное время также используются следующие типы установок для производства электрической и тепловой энергии малой и средней мощности:

- теплофикационные ГТУ на базе газотурбинных двигателей самолетов и судов с удельной электрической мощностью от 50 до 6000 кВт и тепловой мощностью от 0,6 до 50 МВт для установки в местах размещения отопительных и промышленных котельных, работающих на природном газе;
- теплофикационные паросиловые установки низкой мощности с противодавлением на промышленные параметры пара электрической мощностью до 1200 кВт и тепловой мощностью до 12 МВт, работающие на мазуте и твердом топливе;
- теплофикационные дизельные установки для энергоснабжения на базе двигателей кораблей, колесной и гусеничной техники мощностью до 600 кВт;

- паросиловой и газотурбинный привод с рекуперацией тепла мощностью от 5 до 20000 кВт для энергоснабжения комплексов нефтегазодобычи [16].

Широкое применение нашли мини-ТЭЦ на основе газо-дизель-генераторов. Для получения тепловой энергии в камере сгорания используется дизельное топливо, природный газ или сжиженный газ. Мини-ТЭЦ особенно перспективны для удаленной сельской местности. В этом случае в качестве альтернативного топлива можно использовать биотопливо, например, метан, получаемый в резервуарах из сельскохозяйственных отходов.

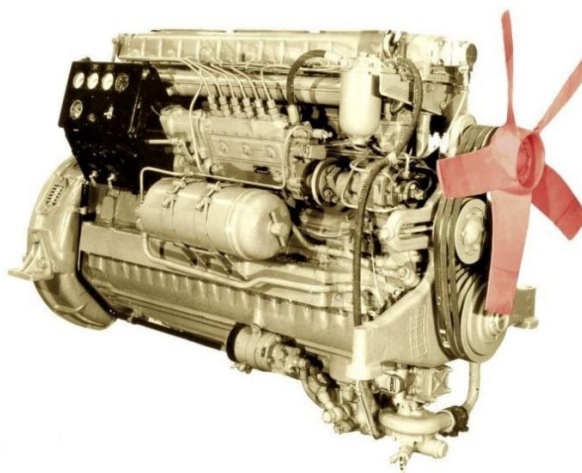


Рисунок 1.8 – Общий вид дизельного двигателя для мини-ТЭЦ

В последние годы для автономного электроснабжения на базе микротурбин и электрогенератора используются микро-ТЭЦ мощностью примерно 45-100 кВт.

В малой энергетике нецелесообразно рассматривать возможность использования сложных комбинированных циклов ПГУ для выработки электроэнергии, а газовые турбины в качестве приводов для электрогенераторов значительно уступают газовым двигателям по КПД и низким рабочим характеристикам [18]. В широком диапазоне мощностей (от сотен киловатт до десятков

мегаватт) КПД моторного привода на 13-17% выше, чем у газовой турбины; при снижении нагрузки со 100 до 50% КПД электрогенератора, работающего от газового двигателя, почти не меняется [25].

Благодаря высокой мощности при малых габаритах и массе, высокой надежности и эффективности газотурбинные установки широко используются в промышленной энергетике. Чаще всего, данные устройства имеют место быть на различных промышленных предприятиях. Эти агрегаты могут применяться как для автономного, так и для комбинированного производства тепла и электроэнергии, а также могут использоваться в качестве источников питания, чтобы покрыть пиковые нагрузки. Электрический КПД крупных установок составляет 35%-38%, а производительность при частичной нагрузке довольно низка [2,21]. Длительный срок службы, очень низкие инвестиционные затраты в широком диапазоне мощностей, высокий коэффициент использования энергии дымовых газов и очень небольшие выбросы за счет непрерывного горения являются преимуществами данной технологии. До сих пор было нецелесообразно использовать турбины мощностью менее 500 кВт [6]. Это стало возможным только благодаря комбинации двух мер: рекуперации и обратной подачи части объемного потока выхлопных газов в компрессор с одной стороны и прямого подключения генератора. В сочетании с независимым от скорости обратным током с использованием силовой электроники, помимо приемлемого электрического КПД выше 25% и общего КПД выше 70%, также достигается хороший КПД при частичной нагрузке [22]. Эти параметры важны для использования на небольших объектах.

Особой популярностью пользуются мини-ТЭЦ на базе двигателей внутреннего сгорания, которые могут работать как по циклу Отто, так и по циклу Дизеля.

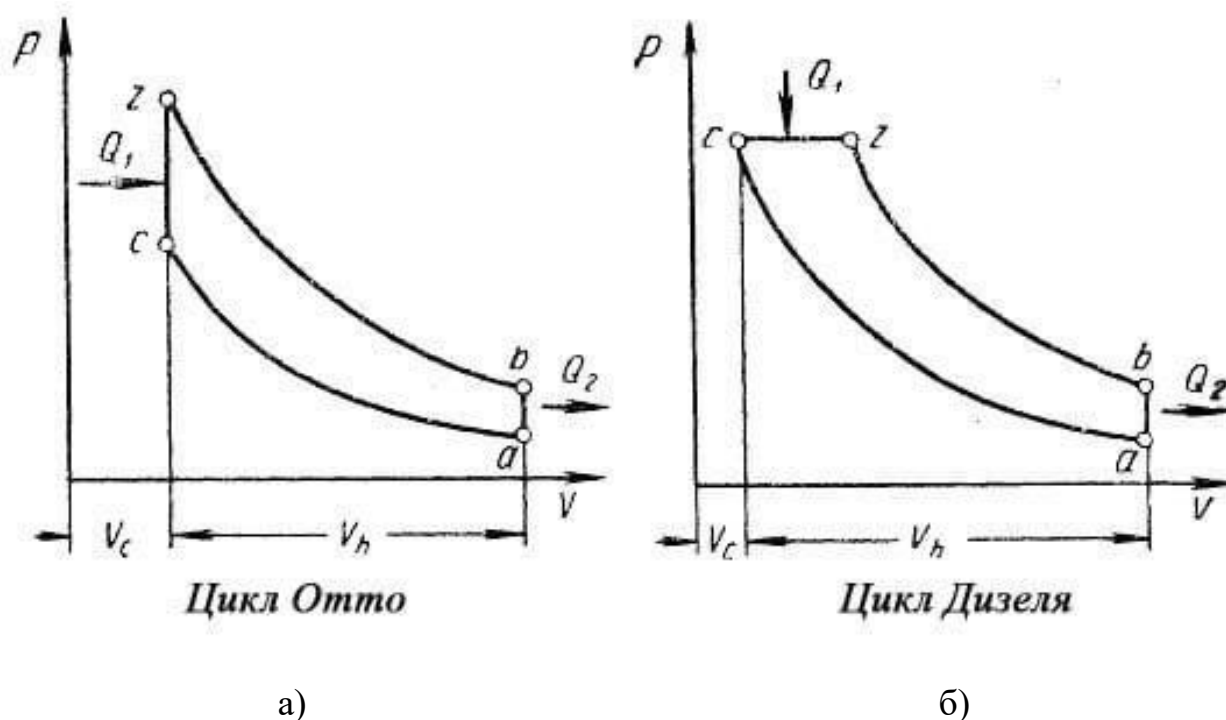


Рисунок 1.9 – Термодинамические циклы двигателей, получивших широкое распространение: а) Отто; б) Дизеля

Принцип выработки электрической и тепловой энергии в применении двигателей внутреннего сгорания известен уже несколько десятилетий. Первые тепловые машины этого типа использовались на кораблях, на тепловозах, а также для аварийного электроснабжения [14].

Согласно исследованиям [8,13], проведенным в области мощностей от 10 кВт до 4 МВт, поршневые приводы имеют значительные преимущества перед газотурбинными установками. Как видно из рисунка при мощностях меньше 3,5 МВт поршневые приводы имеют наименьшую удельную стоимость оборудования. Эти агрегаты имеют более низкие затраты на топливо и эксплуатационные расходы.

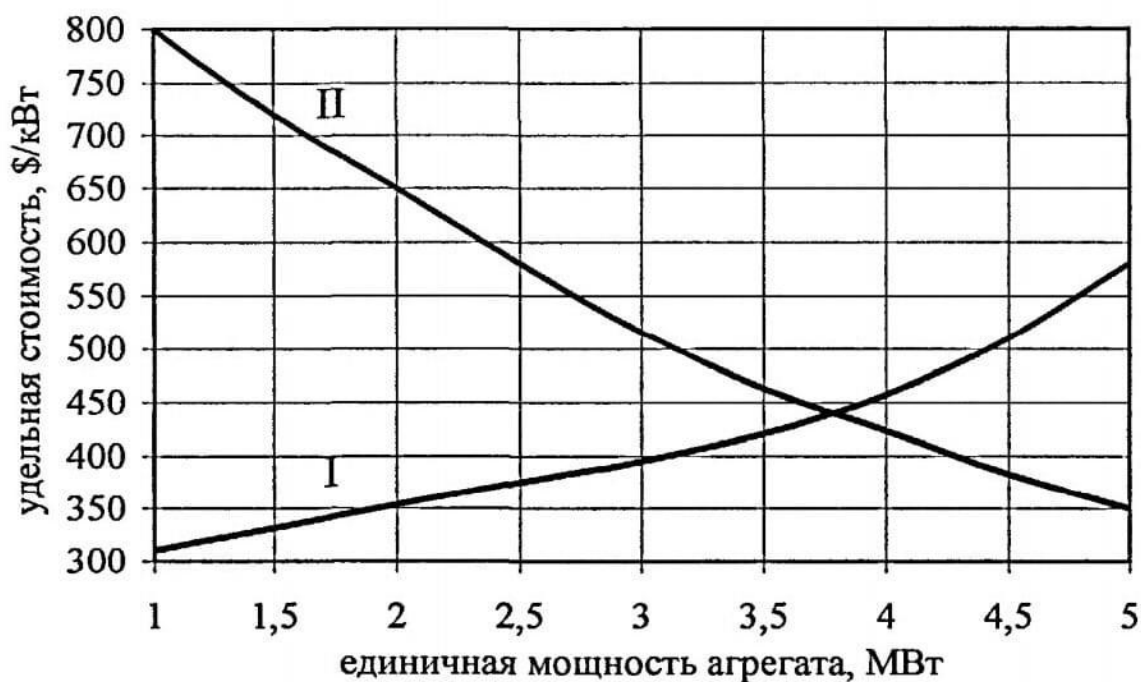


Рисунок 1.10 – Удельная мощность поршневой и турбинной установки: I-поршневые; II-турбинные

Это связано с тем, что КПД поршневых машин составляет 36-45%, а газовых турбин - 25-34%. Газотурбинные установки требуют высокого давления газа (до 2,0 МПа), тогда как газопоршневые установки работают на газе низкого давления и не требуют дожимного компрессора. Поршневые газовые двигатели могут работать на газе среднего давления, промышленном газе (коксовый, биогаз, шахтный), смесях пропан-бутановых, а также на попутном газе. Любой используемый газ должен иметь метановое число не менее 30 и подаваться в двигатель под давлением 1,0–2,5 кгс / см² (0,1–0,25 МПа).

Мини-ТЭЦ на базе ДВС состоит из моноблока двигатель-генератор с теплообменниками, в которых происходит утилизация тепловой энергии (рисунок 1.6). В этих устройствах для отпуска тепла потребителям используются:

- теплота выхлопных газов после ДВС;
- теплота охлаждающей воды из «рубашки» корпуса ДВС;
- теплота охлаждения смазочного масла;

Мини-ТЭЦ, которые используют ДВС с турбонаддувом также могут использовать теплоту сжатого воздуха.

Электрическая энергия для потребителей вырабатывается генераторами ДВС. Электроэнергия от генераторов ДВС может производиться с напряжением около 0,4 или 6 кВ. Как правило, тепловая энергия от мини-ТЭЦ отпускается в виде нагретой сетевой воды с температурным потенциалом 90-105 (градусов Цельсия) и используется для отопления и горячего водоснабжения.

Расчеты показывают, что тепловая мощность до 1,5 МВт (1,29 Гкал / час) может быть получена от электрической мощности 1 МВт от системы мини-ТЭЦ.

Из них:

- 45-50% от рекуперации теплоты выхлопных газов.
- 44-34% от использования теплоты охлаждающей воды из «рубашки» корпуса ДВС.
- 6-8% от рекуперации теплоты сжатого воздуха
- 5-8% от применения теплоты смазочного масла.

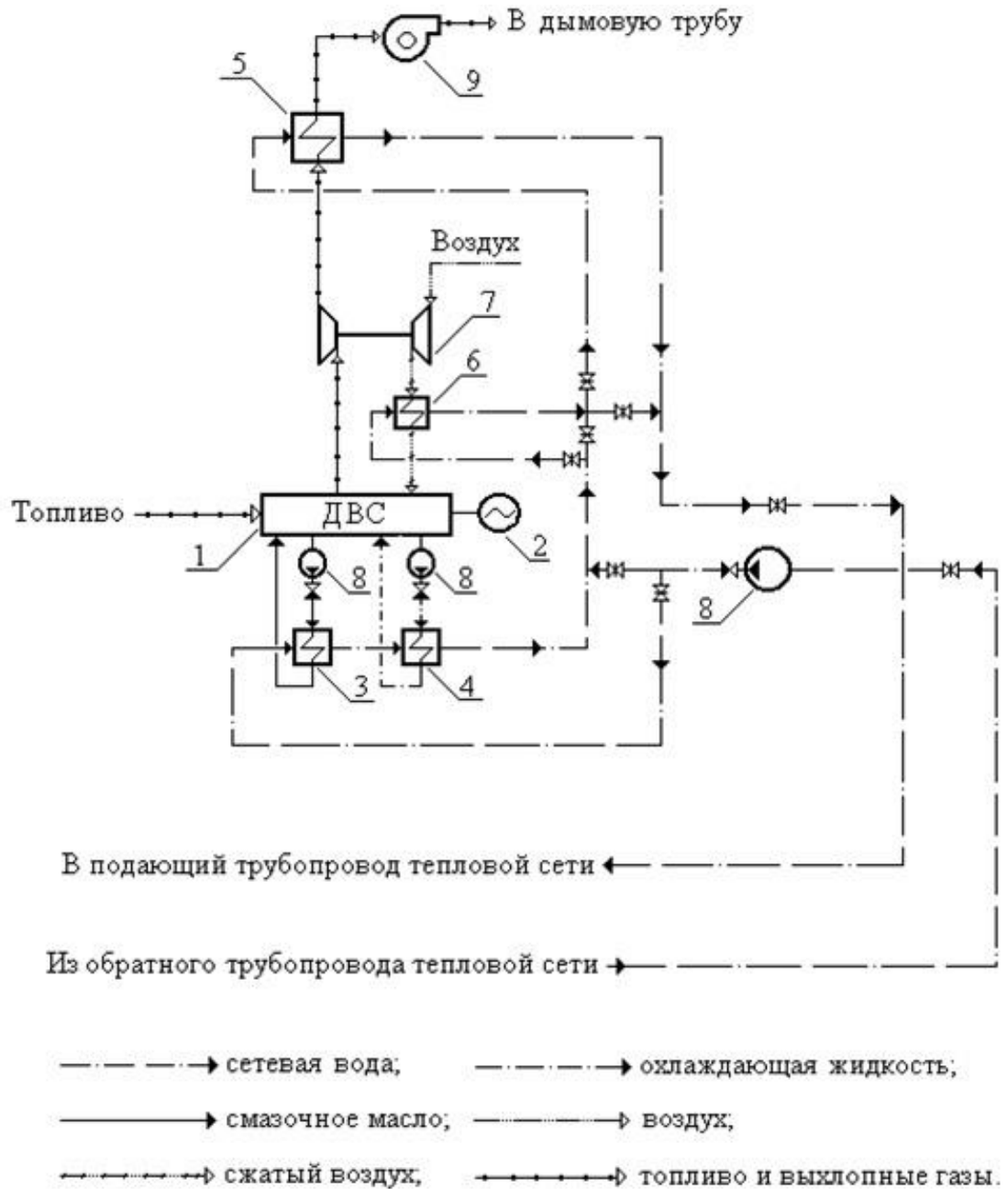


Рисунок 1.11 – Принципиальная схема мини-ТЭЦ на базе ДВС: 1-Двигатель внутреннего сгорания (ДВС); 2- Генератор; 3- Теплообменник-утилизатор теплоты смазочного масла; 4- теплообменник –утилизатор охлаждающей жидкости после ДВС; 5- Теплообменник –утилизатор теплоты выхлопных газов после ДВС; 6- Теплообменник-утилизатор для охлаждения сжатого воздуха; 7- Турбовоздуходувка; 8- Насосы; 9- Дымосос

В России мини-ТЭЦ на базе двигателей внутреннего сгорания пользуются большим спросом. Электрическая мощность данных установок находится в пределах от 9кВт до 3,9МВт, тепловая мощность от 0,02 до 3,6 Гкал/ч.

Генераторы на базе двигателей внутреннего сгорания поставляются блочными модулями для стационарной установки или в транспортных контейнерах. Кроме того, часто используются специальные шумопоглощающие кожухи.

Мини-ТЭЦ на базе ДВС находят свое широкое применение как в России, так и в Европе.

Перечень основных производителей и разработчиков мини-ТЭЦ на базе ДВС приведены в Таблице 1.

Таблица 1 – Основные разработчики и производители мини-ТЭЦ

Страна	Разработчик(производитель)	Стоимость оборудования, долл.США/кВт
Россия	ОАО «Эконнефтегаз», ОАО «Волжский дизель им.Маминых», ОАО ХК «Барнаултрансмаш», ОАО «Звезда-Энергетика».	300-450
Австрия	Jenbacher AG	800-1300
Германия	Deutz, MTU Friedrichshafen	800-1300
Словакия	Elteco GEN	800-1300
Италия	Spark Energy	800-1300
США	Caterpillar Inc, Tedom	800-1300

Как упоминалось выше ДВС нашли широкое применение в различных областях. Выбор силового оборудования является важным аспектом, на который необходимо обращать особое внимание.

Выделяют два типа двигателей внутреннего сгорания: двухтактные и четырехтактные [10].

Принцип работы четырехтактного агрегата.

Как правило рабочий цикл данного двигателя состоит из четырёх тактов:

1-й такт всасывание. Поршень начинает движение в нижнюю мертвую точку, впускной клапан открывается, после чего горючая смесь поступает в цилиндр. Как только поршень достигает нижней мертвой точки, клапан закрывается.

2-й такт сжатие. Поршень движется к верхней мертвой точке, при этом все клапаны закрыты. Наблюдается повышение температуры и давления в цилиндре. В конце хода часть мелкораспыленного дизельного топлива впрыскивается в цилиндр через форсунку. Мелкие частицы топлива при контакте с горячим сжатым воздухом и стенками цилиндра воспламеняются, и большая часть их сгорает.

3-й такт рабочий ход. Поршень перемещается от ВМТ к НМТ, все клапаны закрыты. В начале такта продолжается сгорание топлива, начавшееся в конце такта сжатия. Тепловая энергия сгоревшего топлива преобразуется в механическую работу движения поршня.

4-й такт выпуск. После достижения нижней мертвой точки рабочего цикла выпускной клапан открывается, и движущийся вверх поршень вытесняет отработанные газы из цилиндра двигателя. В момент достижения поршнем верхней мертвой точки, выпускной клапан закрывается, и цикл начинается сначала.

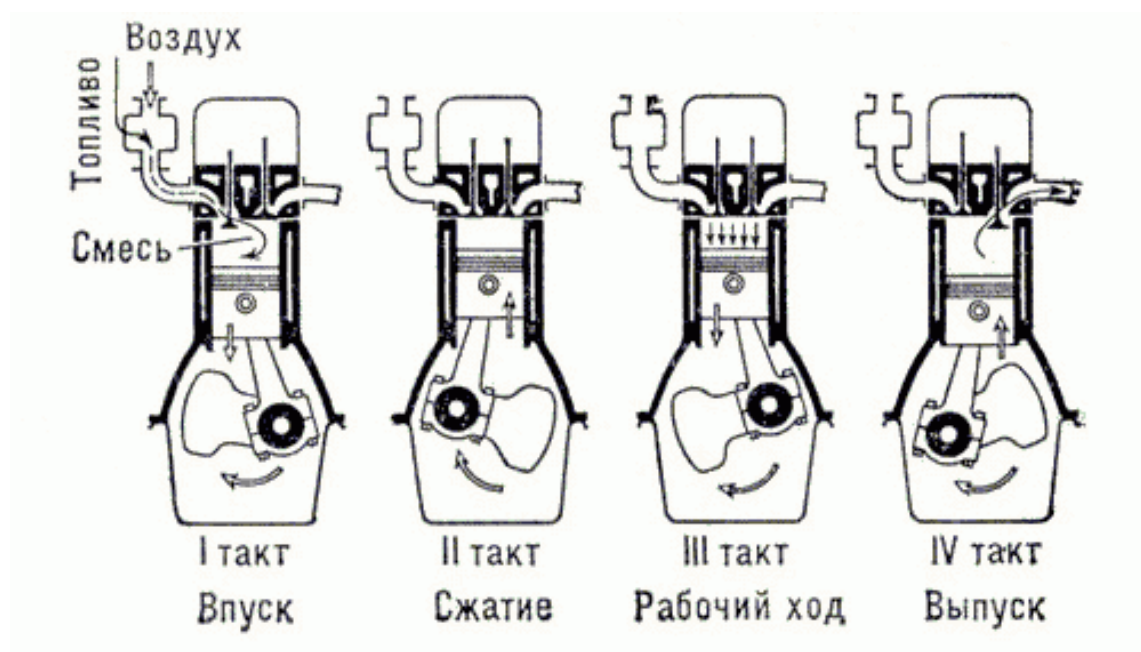


Рис 1.12– Принцип действия четырехтактного силового агрегата

Принцип действия двухтактных двигателей.

Весь рабочий цикл в двигателе осуществляется за два такта.

1-й такт сжатие. Поршень перемещается от НМТ к ВМТ, сначала перекрывая продувочные окна, а затем выпускные. После того, как поршень закрывает выпускные окна, в цилиндре происходит сжатие ранее поданной топливной смеси. Одновременно в картере за счет его герметичности, и после того как поршень перекроет продувочные окна, под поршнем создается разрежение, под действием которого готовая горючая смесь поступает в картер из впускного коллектора через впускное окно.

2-й такт рабочий ход. Когда поршень находится вблизи ВМТ, сжатая рабочая смесь воспламеняется электрической искрой от свечи зажигания, что приводит к резкому повышению температуры и давления газов. Под действием теплового расширения газов поршень движется в сторону НМТ. В то же время поршень опускается вниз и создает избыточное давление в кривошипной камере. Когда поршень достигает выпускного окна, оно открывается и происходит выпуск отработавших газов, давление в цилиндре падает. При

дальнейшем движении поршень открывает продувочные окна, и сжатая в кри-вошипной камере горячая смесь поступает по каналу, происходит заполнение цилиндра и осуществляется продувка [29].

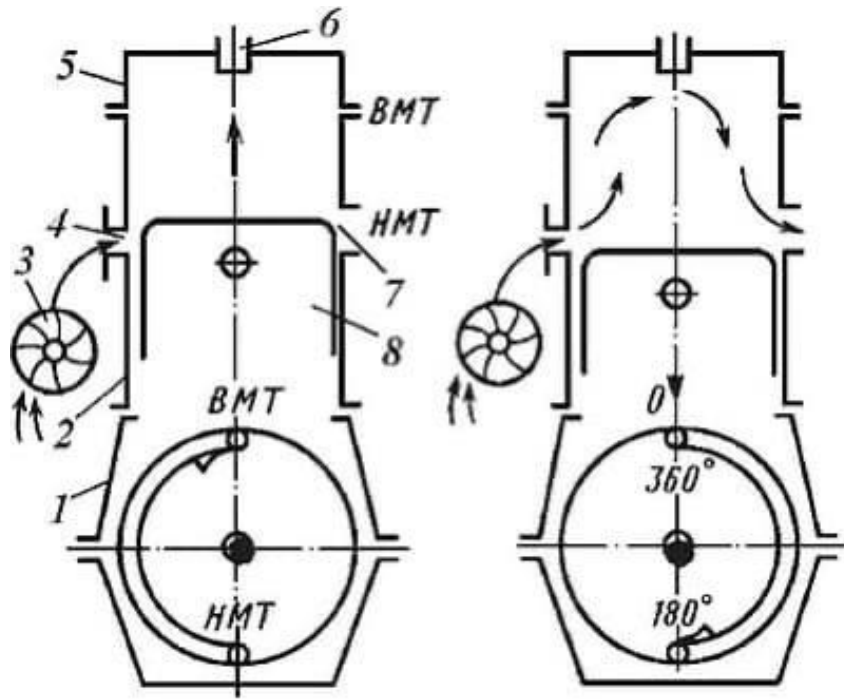


Рис 1.13– Принцип действия двухтактного силового агрегата

Главным достоинством двухтактного дизельного двигателя является высокая мощность [9]. Теоретическая мощность примерно вдвое превышает мощность четырёхтактного агрегата, в следствие того, что рабочий цикл в двухтактном двигателе внутреннего сгорания совершается не за два оборота коленвала, а за один. Двухтактные двигатели имеют меньшие габариты и вес.

Наряду с преимуществами двухтактных двигателей, следует выделить и недостатки: в первую очередь они менее экономичны, так как очистка цилиндров в них хуже, чем у четырехтактных, и часть энергии теряется на привод продувочного насоса. В двухтактном двигателе процесс сгорания повторяется вдвое чаще, чем в четырехтактном поэтому детали его испытывают более высокую тепловую нагрузку, поэтому его детали подвергаются более высоким

тепловым нагрузкам, а в сочетании с повышенными механическими нагрузками срок службы двухтактных двигателей составляет уменьшенный по сравнению с четырехтактными двигателями [5].

1.2 Конструктивные особенности и параметры отечественных дизелей

Двухтактные дизельные двигатели внутреннего сгорания находят свое широкое применение как за рубежом, так и в России.

Наибольшей популярностью пользуются отечественные дизельные двигатели типа ДКРН, двухтактные, крейцкопфные, с прямоточно-клапанной продувкой, с газотурбинным насосом, реверсивные, с встроенным упорным подшипником [30].

Опорная рама, стойки картера и блок цилиндров закреплены анкерными связями, подшипники рамы расположены в поперечных балках рамы. Направляющие крейцкопфа прикреплены к передним стойкам картера. Блок цилиндров состоит из скрепленных между собой отдельных рубашек. Втулка отлита из специально легированного чугуна. Крышка стальная, литая, выпускной клапан расположен в отдельном чугунном охлаждаемом корпусе. Стальной коленчатый вал, разъемный или полуразъемный, двухсторонний крейцкопф, кованный стальной шток с отверстиями для подвода и отвода охлаждающего поршень масла.

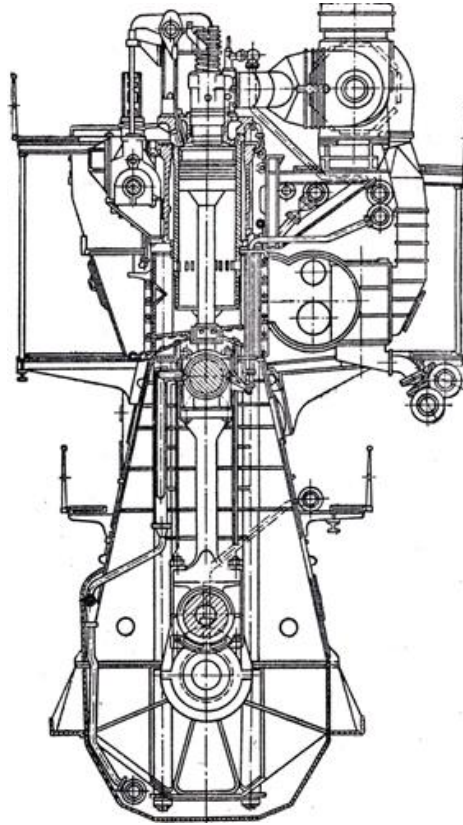


Рис 1.14 – Дизель 6ДКРН 74/160-3; $N_{\text{еи}} = 1780$; $n = 120$ об/мин

Турбокомпрессоры работают каждый от группы в три-четыре цилиндра и подают воздух в ресивер через охладители. Топливные насосы ВД золотникового типа. Регулятор бывает автоматический, предельный или всережимный.

Управление дизелем осуществляется двумя рукоятками: одна используется для запуска, регулировки подачи топлива и остановки, другая для реверсирования [3,30].

1.2.1 Газообмен в двухтактных дизелях. Системы продувки в двухтактных двигателях

Как правило, качество процесса продувки цилиндра в двухтактном двигателе внутреннего сгорания оказывает значительное влияние на рабочие характеристики дизеля.

В зависимости от направления потоков воздуха и газов системы газообмена подразделяются на контурные и прямоточные.

В контурных системах газообмен осуществляется через окна, расположенные в нижней части цилиндра, при этом газовые потоки в момент продувки омывают полость цилиндра по всему контуру. В прямоточных системах впускные и выпускные устройства газообмена располагаются по концам цилиндра, при этом движение газоздушного потока осуществляется в одном направлении от нижней мертвой точки к верхней мертвой точке. В следствие этого длина пути газоздушных потоков у прямоточных схем как минимум в два раза короче, чем у контурных.

По взаимному расположению окон в цилиндре контурные системы подразделяют на поперечные и петлевые. В современных двухтактных дизельных двигателях цилиндры имеют: лучевое, эксцентричное, радиальное и тангенциальное расположение окон, которое оказывает существенное влияние на эффективность продувки. Высота впускных органов газообмена в контурных системах может быть различной: продувочные окна могут быть ниже выпускных окон, выше или располагаться на одном уровне.

1.2.2 Контурные системы газообмена

Эксцентричная щелевая бесклапанная система газообмена является одной из самых эффективных и простых и широко используется как на тихоходных, так и на быстроходных дизелях.

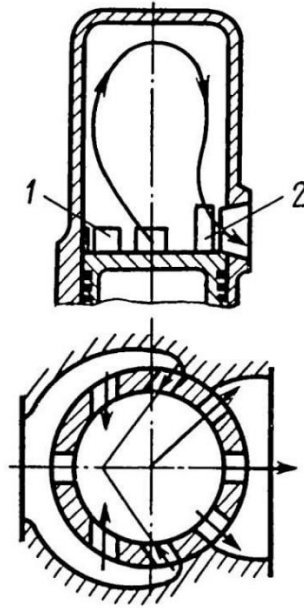


Рисунок 1.15 – Схема поперечной контурной системы газообмена с эксцентричным расположением продувочных окон

Данная система обеспечивает образование устойчивых потоков воздуха, продувающих сначала впускную сторону цилиндра, а затем выпускную.

Как правило, продувочные окна расположены на одной стороне цилиндра и занимают примерно 60% окружности, а выпускные окна на другой стороне.

Поскольку выпускные окна находятся выше, они открываются первыми и изначально происходит свободный выпуск под действием значительного перепада давления в цилиндре и выпускном коллекторе. Далее открываются продувочные окна и воздух находящийся в ресивере начинает поступать в цилиндр.

В момент фазы продувки, за счет эксцентричного расположения впускных окон и их наклона к вертикальной оси примерно на 30 градусов газовоздушные потоки начинают следовать вверх к цилиндрической крышке. У крышки воздушные потоки меняют свое направление и движутся к выпускным окнам, омывая по контуру цилиндр. Когда поршень опускается в нижнюю мертвую

точку, воздушные потоки отклоняются от стенки и направляются в противоположную сторону, не достигая вершины. За этим основным потоком образуется вихревой поток, возникновение которого приводит к увеличению перемешивания воздуха с продуктами сгорания, ухудшению качества очистки и увеличению значения коэффициента остаточных газов.

Рассмотренная система продувки применяется на дизелях завода "Русский дизель". Это дизели 4ДР30/50, 6ДР30/50, 8ДР43/61.

1.2.3 Усовершенствованная поперечная контурная система с эксцентричным расположением продувочных окон

В этой системе, в дополнение к основным продувочным окнам, предусмотрен дополнительный ряд окон, располагающихся под выпускными. Целью которых является увеличение проходного сечения продувочных окон и повышение устойчивости направления газоздушных потоков [3,30].

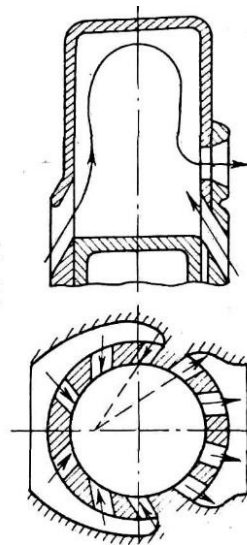


Рисунок 1.16 – Схема усовершенствованной поперечной контурной системы газообмена

Главным недостатком этой системы является большая потеря заряда. Доля хода поршня, потерянная при продувке, достигает 22%. Для того, чтобы уменьшить потери заряда используют вращающиеся заслонки. Однако эти заслонки часто выходят из строя, поскольку работают в потоке горячих выпускных газов с большим содержанием углистых частиц [19].

Рассмотренная система продувки применяется на дизелях фирмы "Зульцер". Это дизели ряда RD и RND (5RD68, 6RD76) с импульсной системой наддува. Данные типы двигателей отказались от использования вращающихся заслонок для того, чтобы повысить надежность конструкции и перешли на систему изобарического наддува.

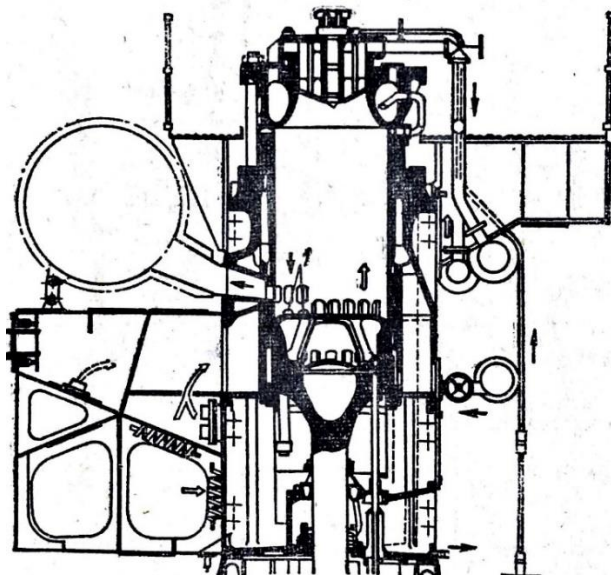


Рисунок 1.17 – Схема газообмена фирмы «Зульцер» мощного ряда RND:
1 - дополнительные продувочные окна

1.2.4 Поперечная контурная система с центральным расположением продувочных и выпускных окон и дозарядкой

В данной системе продувочные окна расположены выше выпускных и поэтому они перекрыты автоматическими пластинчатыми клапанами.

Воздушные потоки направляются вверх к крышке цилиндра, прижимаясь к стенке, примыкающей к продувочным окнам. У цилиндровой крышки газоздушные потоки меняют свое направление и начинают движение вниз, описывая цилиндр по контуру. Пока давление в цилиндре выше, чем давление продувочного воздуха в коллекторе клапаны прижаты, и при открытии выпускных окон происходит свободный выпуск.

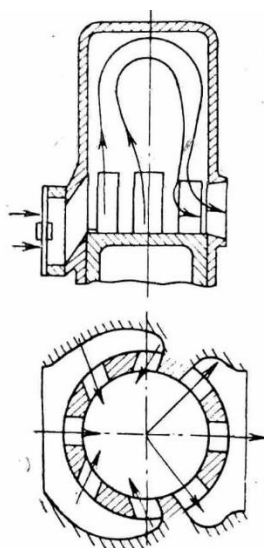


Рисунок 1.18 – Схема поперченной контурной системы газообмена с центральным расположением продувочных и выпускных окон

Поступление продувочного происходит в момент, когда давление в цилиндре меньше давления продувочного воздуха и, вследствие этого, клапаны открыты.

Преимущества этой системы: отсутствие потери заряда, более того, наблюдается дозарядка.

Недостатки: во время работы наблюдаются поломки клапанов, а также отложение смол асфальтенов на пластинах, что приводит к уменьшению сечений потока. Данная система применяется на двигателях фирмы "Фиат".

1.2.5 Контурная петлевая система с односторонним лучеобразным расположением продувочных и выпускных окон

Продувочные и выпускные окна расположены на одной стороне цилиндра. Продувочные окна наклонены вниз. Воздушный поток сначала омывает нижнюю часть поршня, затем движется по контуру, описывает петлю, после чего движется к выпускным окнам, которые расположены над впускными. В этом случае происходит вытеснение газов воздуха лишь с незначительным перемешиванием. Полное перемешивание происходит только в конце этого периода.

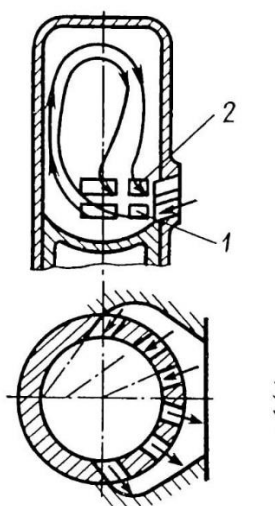


Рисунок 1.19 – Схема усовершенствованной поперченной контурной системы газообмена

Для улучшения процесса газообмена фирма MAN добавила два дополнительных продувочных окна, имеющих большое сечение. Наряду с фирмой «Зульцер», MAN отказалась от использования дозарядных золотников в выпускном коллекторе [30].

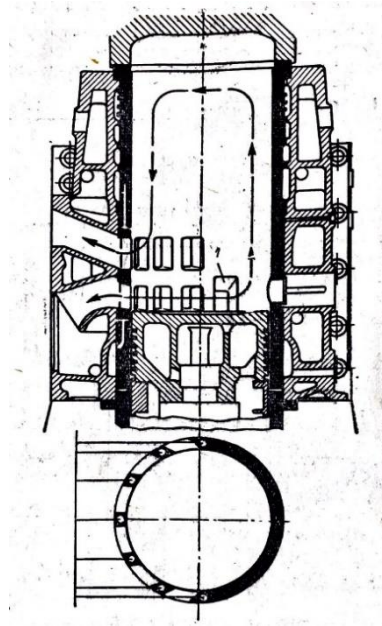


Рисунок 1.20 – Схема газообмена фирмы MAN: 1 - дополнительные продувочные окна

Среди всех известных схем продувок, петлевая продувка является самой худшей. Однако ее преимуществом является простота компоновки. В такой системе выпускной и продувочный ресивер находятся на одной стороне друг над другом. Это экономит ширину дизельного двигателя и упрощает компоновку турбокомпрессора, так как выпускные каналы и продувочные каналы расположены рядом друг с другом.

1.2.6 Прямоточная клапанно-щелевая система продувки

В данной системе окна расположены по окружности цилиндра, а выпускные клапаны (от одного до четырех) размещены в крышке. Движение воздуха осуществляется в одном направлении.

Путем послойного вытеснения продуктов сгорания и замещения газов продувочным воздухом достигается хорошая очистка цилиндра. Выпуск газов через клапаны позволяет выбрать оптимальные фазы газораспределения и тем самым обеспечить наддув цилиндра [4,12].

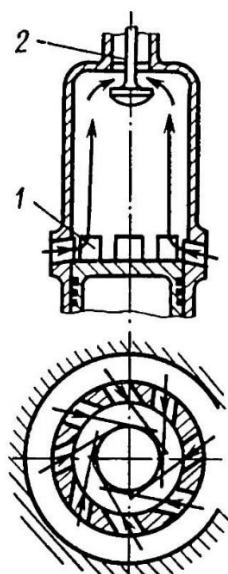


Рисунок 1.21 – Схема прямоточной клапанно-щелевой системы продувки

Благодаря тому, что впускные окна имеют большие проходные сечения, воздух в цилиндре распределяется равномерно. Эффективное смесеобразование наблюдается ввиду завихрения газоздушных потоков.

Дизельные двигатели фирмы «Бурмейстер и Вайн» являются типичным примером МОД с прямоточной клапанно-щелевой продувкой. Основными особенностями выпускаемых дизельных двигателей являются: один центральный выпускной клапан (с гидроприводом), импульсная система наддува, возможность заблаговременного открытия клапана.

Данная система газообмена благодаря своим высоким показателям широко применяется в дизелях различного назначения (МОД, СОД и ВОД).

1.2.7 Прямоточно-щелевая система продувки

Эта система используется в дизелях с противоположно-движущимися поршнями и является наиболее совершенной системой газообмена.

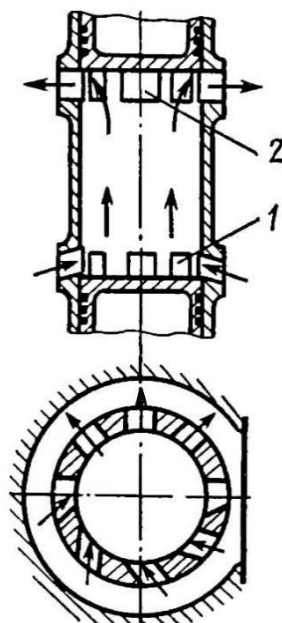


Рисунок 1.22 – Схема прямоточно-щелевой системы продувки

Чаще всего продувочные окна расположены в верхней части цилиндра, а выпускные в нижней. Газовоздушные потоки движутся в одном направлении. Завихрение потоков продолжается до конца процесса сжатия, за счет тангенциального расположения окон.

Данная система газообмена используется в дизелях производства «Доксфорд», «Русский дизель» - дизелях типа 58, 61.

Главными недостатками дизельных двигателей с ПДП являются сложность конструкции и высокая теплонапряженность поршня, контролирующего выпуск горячих газов.

1.3 Протекание процессов газообмена

Механизм газодинамических процессов при газообмене очень сложен и до конца не изучен. На качество газообмена, помимо совершенства продувочных, выпускных окон и степени нагнетания дизельного двигателя, существенно влияние имеет весь газовоздушный тракт, ускоренное движение масс газов и волновые явления в выпускной системе [3,23,30].

Если исходить из реального характера изменения давления по углу поворота коленвала в процессе газообмена, то целесообразным является разделить эти процессы на три фазы.

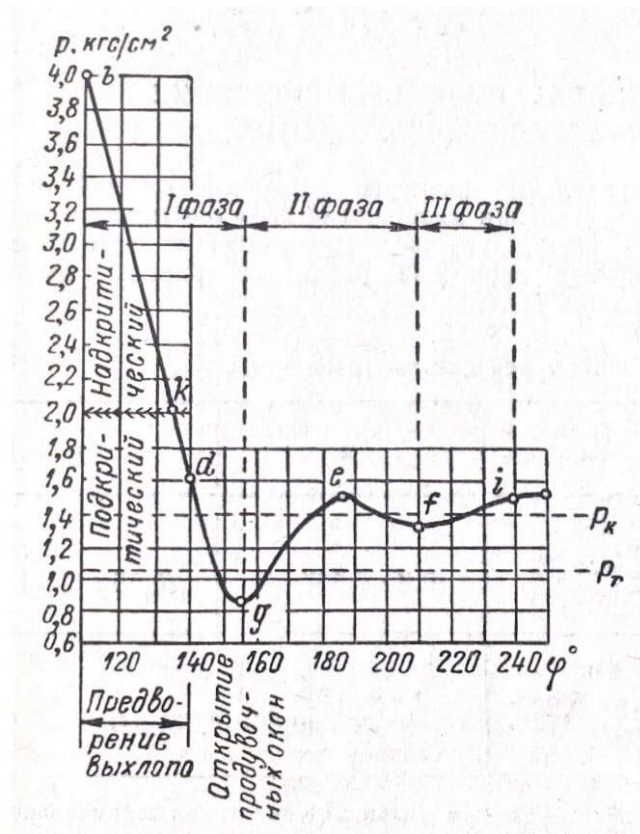


Рисунок 1.23 – Схема протекания фаз газообмена

Фаза I. С момента открытия выпускных окон (точка b) происходит свободный выпуск продуктов сгорания и длится до тех пор, пока в цилиндр не начнет поступать продувочный воздух (точка g). Под началом процесса выпуска, как правило принято считать начальную стадию процесса, которая наблюдается с момента открытия выпускных окон (точка b) и продолжается до открытия продувочных окон (точка d).

Процесс истечения газов за время свободного выпуска можно разделить на два периода: надкритический и подкритический. Истечение газов в надкритической области происходит до критического отношения давлений (точка k). Скорость истечения в это время зависит от перепада давления и соответствует критической скорости звуковой волны. Второй период подкритического процесса наступает при быстром уменьшении расхода по мере снижения давления в цилиндре. Фаза I заканчивается при низком давлении газов (точка g), которое иногда бывает ниже атмосферного из-за динамического воздействия потоков газа, поступающих в выпускной коллектор.

Фаза II. В данной фазе одновременно происходят процессы выпуска продуктов сгорания и заполнение цилиндра воздухом, происходит принудительный выпуск (gef). Сильное повышение давления происходит при поступлении воздуха в цилиндр с уже значительной площадью открытых окон. Далее амплитуда давления уменьшается и характер процесса приближается к установившемуся.

Фаза III. Данная фаза (fi). газообмена может обеспечивать хорошую дозарядку цилиндра в случае, если продувочные и выпускные окна закрываются одновременно, а также может происходить потеря заряда, если выпускные окна закрываются после продувочных.

Наряду с процессами изменения давления в цилиндре в период газообмена в выпускных трубопроводах, под действием газовых импульсов возникают волны давления, которые поочередно отражаются от свободного конца трубопровода или выпускного коллектора и выпускных органов. Эти волны, распространяющиеся со скоростью звука, оказывают большое воздействие на характер процессов в цилиндре и на эффективность использования энергии выпускных газов при ГТН.

1.3.1 Смесеобразование и камеры сгорания

Наибольшее распространение у дизельных двигателей, получили следующие способы смесеобразования:

- объемное, данное смесеобразование происходит в объеме воздушного заряда, которое непосредственно находится в камере сгорания. К достоинствам этого смесеобразования можно отнести: простоту конфигурации, небольшие относительные поверхности охлаждения, хорошие пусковые качества, а также устойчивый процесс смесеобразования;

- объемно-пленочное, в данном способе примерно 40-60% топлива наносится в виде пленки на стенки камеры сгорания, а остальное распыляется в воздушном заряде;

- пленочное. Данный способ отличается от предыдущего тем, что большая часть топлива 85-95% наносится на стенки камеры сгорания в виде тонкой пленки, а остальное топливо (15-5%) распыляется в объеме камеры сгорания.

По конструктивному оформлению камеры сгорания подразделяются на следующие:

- неразделенные (однополостные). У данной схемы пространство сжатия представляет собой единый объем, который, в свою очередь, ограничен крышками, головками поршня и стенками цилиндра. У дизелей с неразделенными камерами сгорания требуемые качества объемного смесеобразования достигаются за счет верного выбора формы, направления газозвушной смеси, высококачественного впрыскивания топлива и применения завихрения. Главными недостатками однополостных камер сгорания являются высокие значения коэффициента избытка воздуха, плохое впрыскивание топлива на долевых режимах [30];

- полуразделенные. В данной схеме большая часть воздушного заряда примерно 70-80% располагается в головке поршня;

- разделенные. В данной схеме помимо надпоршневого пространства имеются дополнительные камеры, например, вихревая камера сгорания, предкамера и другие.

Типичные схемы неразделенных камер сгорания с объемным смесеобразованием представлены на рисунке

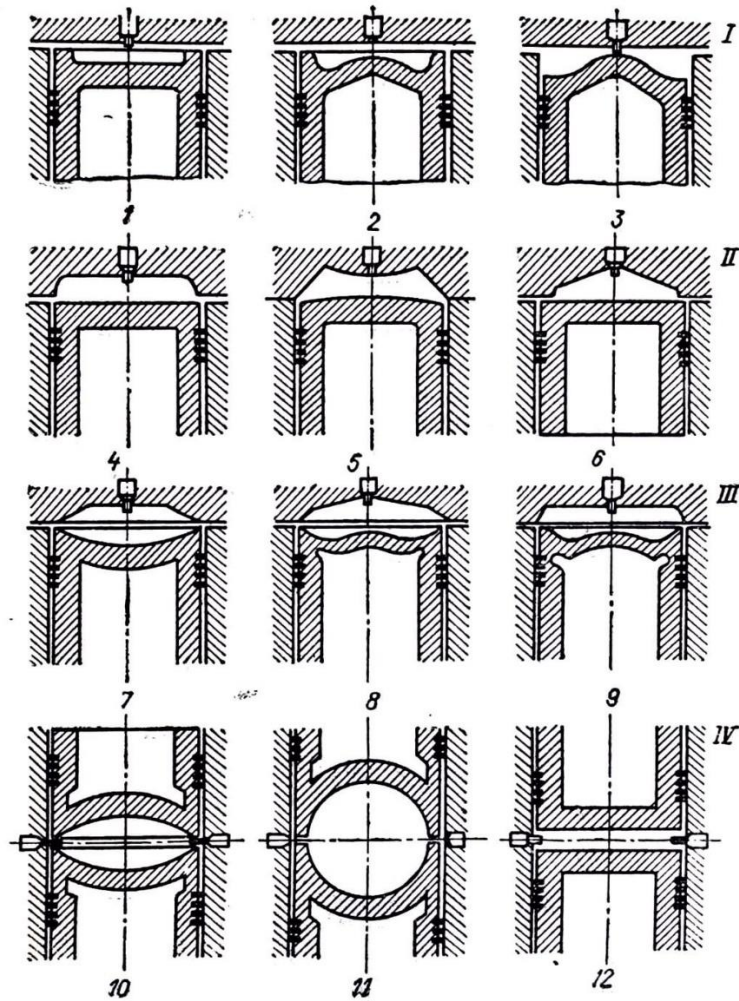


Рисунок 1.24 – Схемы неразделенных камер сгорания

К числу неразделенных камер сгорания с более совершенным процессом смесеобразования и сгорания, а также высокими экономическими показателями относятся: камера сгорания 2 типа «Гессельман» с плоским днищем и конфигурацией головки поршня, полностью соответствующей форме топливных факелов. Камера сгорания 4 фирмы «Зульцер» плоской формы, обеспечивающая реализацию качественного процесса сгорания.

Среди наиболее популярных камер сгорания следует выделить камеру ЦНИДИ. Эта камера имеет дельтовидную форму и расположена в поршне, наклон боковой конической поверхности составляет примерно 40-45 градусов.

Интенсификация образования смеси происходит за счет завихрения заряда, вызванного его перетеканием из пространства над поршнем в камеру сгорания [3,30].

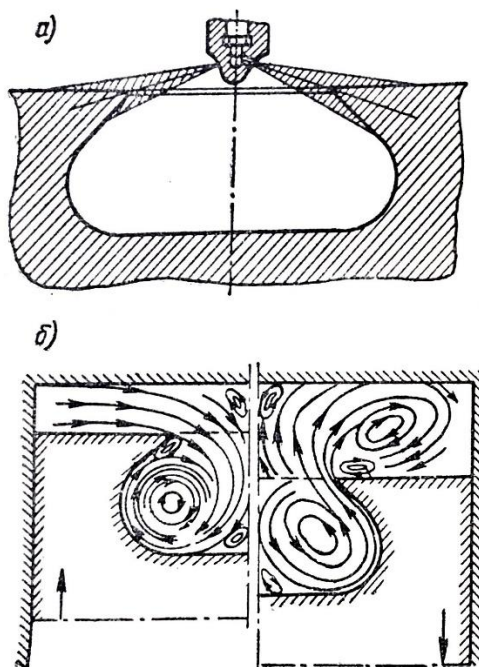


Рисунок 1.25 – Камера ЦНИДИ в поршне (объемно-пленочное смесеобразование): а – поперечный разрез; б – движение газовых потоков в камере сгорания при движении поршня вверх и вниз

Камера сгорания ЦНИДИ используется для дизелей с центральным расположением форсунки.

В камере сгорания тороидального типа фирмы «Заурер» (рис. 1.26) используется объемно-пленочное смесеобразование. Для закрутки заряда применяются как завихрение входящего воздушного потока, так и перетекание заряда из пространства над поршнем. Скорость тороидального движения заряда должна соответствовать количеству и направлению топливных факелов. Полное и бездымное сгорание топлива достигается при умеренном значении коэффициента избытка воздуха.

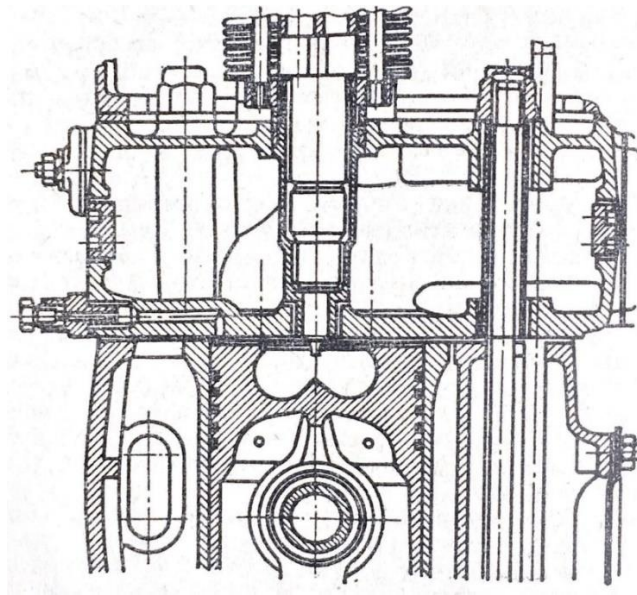


Рисунок 1.26 – Камера сгорания фирмы «Заурер» торообразного типа с завихрением заряда

К полуразделенным камерам сгорания относится сферическая камера сгорания MAN (рис. 1.27), в которой осуществляется М-процесс с пленкообразованием.

М- процесс смесеобразования и сгорания протекает следующим образом. Около 5% выпрыскиваемого топлива в объеме процесса сжатия воспламеняется, а основная часть 95% наносится на нагретую поверхность камеры сгорания в виде тонкой пленки. Образовавшая пленка топлива начинает потихоньку испаряться, после чего смешивается с воздухом и образует однородную смесь. Далее смесь постепенно вводится в зону горения и воспламеняется от внешнего источника.

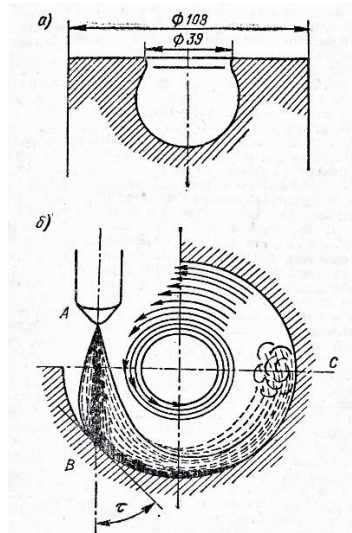


Рисунок 1.27– Камера сгорания MAN с пленочным смесеобразованием и М-процессом: а) поперечный разрез камеры сгорания; б) схема смесеобразования. АВ – свободная длина струи; ВС – пристеночный путь пленки; τ – угол атаки струи.

Свойством многотопливности в настоящее время обладает целый ряд дизелей с полуразделенными, вихревыми и другими камерами сгорания.

Создание новой модификации М-процесса – дизель с F-M процессом расширили свойства многотопливности. В связи с тем, что в М- процессе стабильное зажигание не гарантируется на высоких оборотах при работе на высокооктановом бензине, в двигатель вводится внешнее зажигание (свеча зажигания). Смесеобразование происходит в пристеночном слое на пути от форсунки к свече. Несмотря на высокую степень сжатия детонации в двигателе не наблюдается. Следовательно, совмещение М – процесса с искровым воспламенением дало возможность при F-M-процессе использовать также бензины с высоким октановым числом [30].

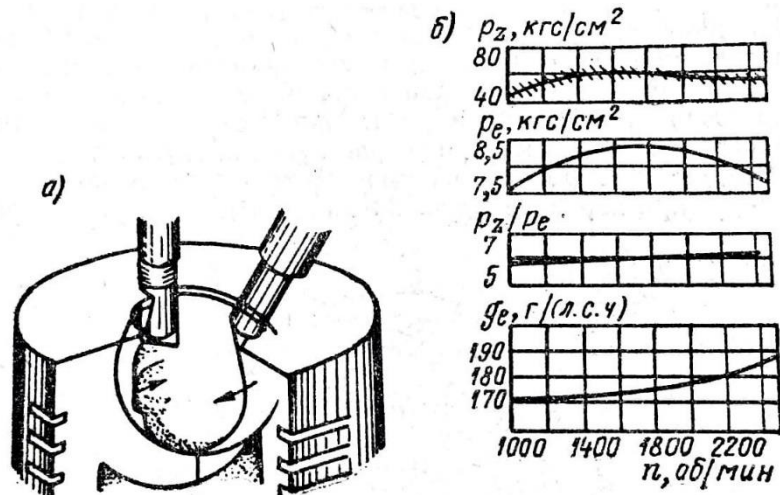


Рисунок 1.28 – Камера сгорания с FM-процессом: а – конструкция камеры сгорания; б – показатели работы дизеля

Дизельные двигатели с отдельными камерами сгорания в основном используются для цилиндров малых размеров и высоких частот вращения из-за трудностей в реализации высококачественного смесеобразования с непосредственным впрыском топлива в цилиндр.

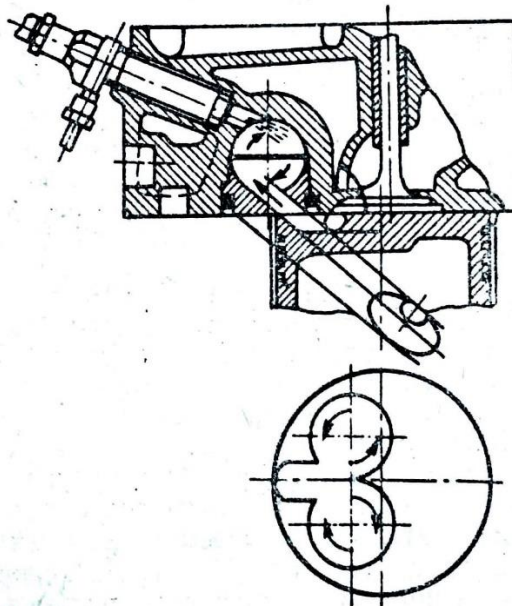


Рисунок 1.29 – Вихревая камера сгорания «Комет III».

Применение вихревых камер способствует хорошему смесеобразованию и сгоранию при давлениях топлива 100-120 кгс/см², простых штифтовых форсунках и интенсивном вихревом движении заряда в камерах сгорания при сжатии.

В дизельных двигателях с вихревой камерой пространство сжатия разделено на основное (пространство над поршнем) и дополнительное - вихревую камеру сгорания, расположенную вне цилиндра. Обе камеры соединены между собой одним или несколькими каналами относительно большого сечения, скорость воздушного потока не превышает 200 м/с. Вихревые камеры делают шарообразными, сфероидальными и цилиндрическими. Объем вихревой камеры составляет 50-80% от общего объема пространства сжатия. Соединительные каналы направлены тангенциально к сферической камере. В момент процесса сжатия воздух из цилиндра проходит по каналам в вихревую камеру, где создает интенсивное вращательное движение. Топливо впрыскивается из сопла, смещенного относительно оси камеры сгорания, непосредственно в вихревую камеру по направлению вращения заряда. При воспламенении и сгорании давление в камере повышается и продукты сгорания вместе с несгоревшей частью топлива перетекают в цилиндр, где смешиваются с остальной частью воздушного заряда и сгорают.

К недостаткам вихрекамерных двигателей стоит отнести сложную конструкцию крышек, потери при перетекании газа, недостаточную экономичность и необходимость применять электрические спирали накаливания для надежного пуска.

К недостаткам двигателей с вихревой камерой можно отнести сложную конструкцию крышек, потери при перетекании газа, недостаточный КПД и необходимость использования электрических спиралей для надежного пуска.

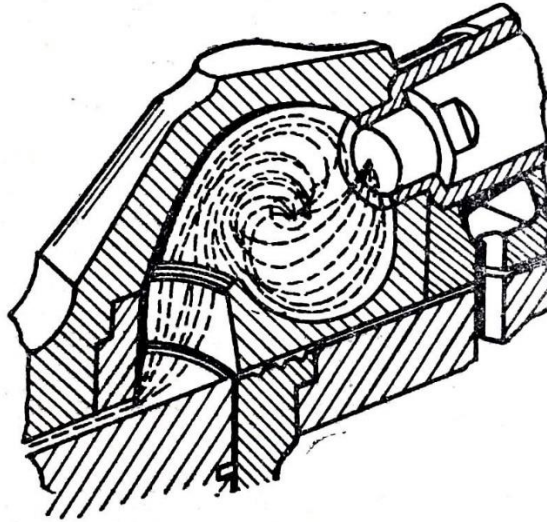


Рисунок 1.30 – Вихревая камера сгорания многотопливного дизеля «Геркулес» с объемно-пленочным смесеобразованием.

В качестве примеров на рисунках показаны конструкции камер сгорания следующих вихрекамерных дизелей: «Комет III», у которого объем вихревой камеры сгорания составляет $0,5 V_c$, в поршне выполнены канавки для создания вихревых движений, соединительный канал имеет эллиптическое сечение, ось форсунки направлена по касательной к сферической поверхности камеры сгорания. «Геркулес», имеющий объемно-пленочное смесеобразование, теплоизолирующую вставку, а также форсунку штифтового типа. В многотопливной модификации двигатель может работать помимо дизельного топлива на керосине, реактивном топливе и бензинах. Степень сжатия данного двигателя увеличена с 17 до 18,5.

1.4 Выводы по первой главе

Проведенный анализ литературных источников показал следующее:

1. В настоящее время мини-ТЭЦ на базе ДВС находят свое широкое применение в различных областях. При этом встает вопрос о правильном выборе оборудования.

2. Четырехтактные двигатели внутреннего сгорания имеют худшие показатели удельной мощности и расхода топлива. Целесообразным является выбор двухтактных ДВС.
3. Тенденцией развития двухтактных дизельных двигателей внутреннего сгорания является дальнейшее увеличение степени сжатия; увеличение номинальной частоты вращения коленвала; увеличение коэффициента заполнения, увеличение количества продувочных каналов. Однако, происходит усложнение газоздушного тракта. Оптимизация конструкций впускных, выпускных и продувочных каналов невозможна без использования газодинамических методов расчета.
4. Проведенный обзор систем газообмена двухтактных дизельных двигателей, показал, что для улучшения термодинамических показателей лучше всего подходит применение прямоточной клапанно-щелевой продувка. Данная система газообмена легла в основу дальнейшего термодинамического расчета.

Глава 2 Методика теплового расчета двигателя

Тепловой расчет двигателя выполняется с целью предварительного определения индикаторных показателей рабочего цикла, эффективных показателей, а также для оценки мощностных и экономических показателей, которые позволят оценить значения рабочих параметров проектируемого двигателя (мощность и расход топлива).

2.1 Расчет процесса впуска

Атмосферное давление выбирается для нормальных атмосферных условий, $p_0 = 0,1$ МПа;

Температура окружающей среды принимается для нормальных атмосферных условий $T_0 = 293$ К;

В двигателях с наддувом воздух поступает в цилиндр из нагнетателя, где он предварительно сжимается. Соответственно, при вычислении рабочего цикла двигателя с наддувом предполагается, что давление и температура окружающей среды равны давлению p_k и температуре воздуха T_k на выходе из компрессора [20].

В зависимости от степени наддува принимаются следующие значения давления p_k наддувочного воздуха:

- при низком наддуве - $1,5 \cdot p_0$;
- при среднем наддуве - $(1,5 \div 2,2) \cdot p_0$;
- при высоком наддуве - $(2,2 \div 2,5) \cdot p_0$.

Давление перед впускными клапанами при среднем наддуве принимается:

$$p_k = 1,5 \cdot p_0, \quad (2.1)$$

где p_0 - давление окружающей среды при нормальных условиях.

Температура воздуха за компрессором:

$$T_k = T_0 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}} - 1}{\eta_{ад.к}} \right], \quad (2.2)$$

где n_k - показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре;
 $\eta_{ад.к} = 0,66 \div 0,80$ - адиабатический КПД нагнетателя [20].

Из выражения (2.2) следует, что температура наддувочного воздуха зависит от показателя политропы сжатия, а также от степени повышения давления в компрессоре.

Показатель политропы сжатия находится по следующей эмпирической формуле:

$$n_k = 1,40 - \frac{100}{n_e}, \quad (2.3)$$

где n_e - максимальные обороты коленчатого вала двигателя [26,27,32]. Согласно литературе, принимаем $n_e = 1500$ об/мин.

Плотность газовой смеси в момент выпуска определяется по следующей формуле:

$$\rho_k = \rho_0 \cdot \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{n_k}}, \quad (2.4)$$

где ρ_0 - плотность воздуха. Согласно литературе, принимаем: $\rho_0 = 1,204 \text{ кг/м}^3$.

Удельный объем смеси в момент выпуска:

$$v_k = \frac{1}{\rho_k}. \quad (2.5)$$

2.1.1 Давление рабочего тела в конце впуска.

Давление в конце впуска является основным фактором, который определяет количество рабочего тела, которое поступает в цилиндр двигателя:

$$p_a = p_k - \Delta p_a, \quad (2.6)$$

где Δp_a потери давления. В данном расчете принимаем $\Delta p_a = 0 \text{ Па}$.

Плотность воздуха при адиабатном сжатии определяется по следующей формуле:

$$\rho_a = \rho_k \cdot \left(\frac{p_k}{p_a} \right)^{\frac{1}{n_k}}. \quad (2.7)$$

Объем воздуха при адиабатном сжатии будет равен:

$$v_a = \frac{1}{\rho_a}. \quad (2.8)$$

2.1.2 Степень сжатия

Степень сжатия характеризуется процессом сжатия, при котором дости-

гается температура, достаточная для самовоспламенения впрыскиваемого топлива в конце сжатия, и значительная разница температур обеспечивается в течение цикла для повышения его эффективности.

Различают номинальную степень сжатия и действительную степень сжатия. В двухтактных двигателях внутреннего сгорания как правило сжатие заряда цилиндра начинается не от нижней мертвой точки, а от момента закрытия поршнем впускных или продувочных окон в стенке цилиндра. Таким образом, расчеты рабочих процессов ведут в зависимости от действительной степени сжатия [33].

$$\varepsilon_{д} = \frac{V_a}{V_c}, \quad (2.9)$$

где V_a - объем цилиндра в начале сжатия м³; V_c -объем камеры сжатия.

Ход поршня определяется по следующей формуле:

$$h_{ход} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V'_a}{\pi}}, \quad (2.10)$$

где V'_a - полный объем цилиндра м³. В данном расчете принимаем: $V'_a = 1 \cdot 10^{-3}$ м³.

Длина окна находится по следующей формуле:

$$h_{окно} = h_{ход} \cdot \psi, \quad (2.11)$$

где ψ -потерянная доля хода поршня.

В зависимости от вида продувки принимают [28]:

- для двухтактных двигателей с клапанной-щелевой прямоточной продувкой $\psi = 0,06 \div 0,12$;

- для двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой
 $\psi = 0,12 \div 0,3$.

Рабочий объем цилиндра будет равен:

$$V_h = \frac{\pi \cdot h^3_{\text{окно}}}{4}. \quad (2.12)$$

Объем цилиндра в начале процесса сжатия определяется по формуле:

$$V_a = V'_a - V_h. \quad (2.13)$$

Объем камеры сжатия:

$$V_c = V_a \cdot 5\%. \quad (2.14)$$

2.1.3 Температура остаточных газов

Температуру остаточных газов для дизельных двигателей можно определить по следующей эмпирической формуле:

$$T_2 = \left(\frac{1450}{\varepsilon_\partial} \right) + \left(\frac{1029}{\alpha} \right) + 0,14 \cdot n_e - 494, \quad (2.15)$$

где α - коэффициент избытка воздуха.

для дизелей с наддувом коэффициент избытка воздуха находится в следующих пределах $\alpha = 1,30 \div 2,2$.

2.1.4 Давление остаточных газов

Перед началом процесса заполнения цилиндр двигателя всегда содержит

определенное количество остаточных газов в объеме V_c камеры сгорания. Значение давления остаточного газа определяется в зависимости от количества и расположения клапанов, сопротивлений впускного и выпускного трактов, фаз газораспределения, характера наддува, частоты вращения двигателя, нагрузки, системы охлаждения и других факторов [10,36].

В случае двухтактных двигателей внутреннего сгорания давление, которое соответствует давлению газов на выпуске, можно определить по следующей эмпирической формуле:

$$p_z = 0,9 \cdot p_k. \quad (2.16)$$

Плотность остаточных газов в момент выпуска определяется по следующей формуле:

$$\rho_z = \rho_a \cdot \left(\frac{p_z}{p_a} \right)^{\frac{1}{n_z}}, \quad (2.17)$$

где n_z - показатель политропы расширения.

для дизелей с наддувом показатель политропы расширения находится в следующих пределах: $n_z = 1,2 \div 1,27$.

Объем остаточных газов в момент выпуска будет равен:

$$v_z = \frac{1}{\rho_z}. \quad (2.18)$$

2.1.5 Коэффициент остаточных газов

Величина коэффициента остаточных газов γ_z характеризует качество

очистки цилиндра от продуктов сгорания. С увеличением γ_2 количество свежего заряда, которое поступает в цилиндр двигателя во время процесса впуска, уменьшается [20].

Коэффициент остаточных газов для двухтактных двигателей с учетом дозарядки и продувки цилиндра определяется:

$$\gamma_2 = \left(\frac{T_k + \Delta T}{T_2} \right) \cdot \left(\frac{\varphi_{оч} \cdot p_2}{\varepsilon_d \cdot \varphi_{доz} \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_2} \right), \quad (2.19)$$

где ΔT - температура свежего заряда; $\varphi_{оч}$ - коэффициент очистки; $\varphi_{доz}$ - коэффициент дозарядки.

В зависимости от типа двигателя значение ΔT принимают:

- для карбюраторных двигателей $\Delta T = 0 \div 20$.
- для дизелей без наддува $\Delta T = 10 \div 40$.
- для двигателей с наддувом $\Delta T = (-5) \div (+10)$.

В двигателях с наддувом количество нагрева свежего заряда понижается за счет уменьшения разницы температур между деталями двигателя и температуры наддувочного воздуха. При повышении температуры наддувочного воздуха также возможны отрицательные значения ΔT [20]. В данной работе принимаем: $\Delta T = 5 \text{ К}$.

Дозарядка $\varphi_{доz}$ рабочего объема цилиндра свежим зарядом в основном зависит от выбора фаз газораспределения, длины впускного тракта и частоты вращения коленчатого вала. Согласно исследованию профессора Ленина, дозарядка при номинальном режиме работы двигателя может достигать 12-15%. Соответственно $\varphi_{доz} = 1,12 \div 1,15$. Принимаем: $\varphi_{доz} = 1,12$.

Профессор А.Б. Стефановский в статье приводит результаты моделирования рабочего процесса дизеля с турбонаддувом, коэффициент очистки выражен простой экспоненциальной зависимостью [31].

$$\varphi_{оч} = e^{-\varphi_k}, \quad (2.20)$$

где φ_k - коэффициент избытка продувочного воздуха.

В зависимости от типа продувки φ_k - находится в следующих пределах:

- при прямоточно- щелевой продувке $\varphi_k = 1,4 \div 1,5$.
- при прямоточно- клапанной продувке $\varphi_k = 1,4 \div 1,7$.
- при контурной продувке $\varphi_k = 1,7$.

Принимаем $\varphi_k = 1,4$.

2.1.6 Температура в конце впуска

$$T_a = \frac{(T_k + \Delta T + \gamma_2 \cdot T_2)}{(1 + \gamma_2)}. \quad (2.21)$$

Значение T_a в основном зависит от температуры рабочего тела, коэффициента остаточных газов, степени подогрева заряда и в меньшей степени зависит от температуры остаточных газов.

У современных четырехтактных, а также у двухтактных двигателей внутреннего сгорания температура в конце впуска изменяется в следующих пределах:

- для карбюраторных двигателей $T_a = 320 \div 370$ К.
- для дизелей $T_a = 310 \div 350$ К.
- для четырехтактных двигателей с наддувом $T_a = 320 \div 400$ К.

2.1.7 Коэффициент наполнения

Одной из важных величин, которая характеризует процесс впуска является коэффициент наполнения. Данный коэффициент представляет собой отношение действительного количества свежего заряда, которое поступило в цилиндр, к тому количеству, которое могло бы поместиться в цилиндре, при условии, что давление и температура в нем соответствуют давлению и температуре среды, из которой поступает свежий заряд.

Для двухтактных двигателей с учетом продувки и дозарядки цилиндра η_v , будет равен:

$$\eta_v = \left(\frac{T_k}{T_k + \Delta T} \right) \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_\delta - 1} \right) \cdot \left(\frac{1}{p_k} \right) \cdot (\varphi_{доз} \cdot \varepsilon_\delta \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_z). \quad (2.22)$$

Коэффициент наполнения может быть равен единице, а также быть больше, при условии эффективной продувки камеры [31].

2.1.8 Процесс сжатия

Как правило в период процесса сжатия в цилиндре двигателя повышаются давление рабочего тела и температура, что главным образом обеспечивает эффективное сгорание топлива, а также надежное воспламенение.

В связи с тем, что имеется трудность при определении переменной величины n_1 и усложняется расчет, чаще всего принимают, что процесс сжатия осуществляется по политропе с постоянным показателем n_1 . В данной работе $n_1 = n_k$.

Давление в конце процесса сжатия определяется из уравнения политропы и имеет следующий вид:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon_\delta^{n_1}. \quad (2.23)$$

Температура в конце процесса сжатия:

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon_\delta^{n_1-1}. \quad (2.24)$$

В современных двигателях температура и давление в конце сжатия изменяются в следующих пределах:

- для карбюраторных двигателей $p_c = 0,9 \div 2,0$ МПа.

$$T_c = 600 \div 800 \text{ К.}$$

- для быстроходных дизелей без наддува $p_c = 3,5 \div 5,50$ МПа.

$$T_c = 700 \div 900 \text{ К.}$$

Для дизелей с наддувом значения температуры и давления в конце процесса сжатия повышаются в зависимости от степени от наддува.

Плотность воздуха в конце процесса сжатия определяется по следующей формуле:

$$\rho_c = \rho_a \cdot \left(\frac{p_c}{p_a} \right)^{\frac{1}{n_c}}, \quad (2.25)$$

где n_c - показатель политропы сжатия.

Объем воздуха в конце процесса сжатия будет определяться по следующей формуле:

$$v_c = \frac{1}{\rho_c}. \quad (2.26)$$

2.1.9 Расчет процесса сгорания

Процесс сгорания является основным процессом рабочего цикла двигателя, во время которого тепло, выделяемое при сгорании топлива, увеличивает

внутреннюю энергию рабочего тела и совершает механическую работу.

При этом расчете определяются величины давлений и температур рабочего тела в процессе сгорания.

Теоретически необходимое количество воздуха в килограммах для сгорания одного килограмма топлива [11]:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right), \quad (2.27)$$

где 0,23- массовое содержание кислорода в 1 кг воздуха; С, Н, О- элементы углеводородного состава топлива, принимаемые по таблице 3 таким образом, чтобы сумма всех трех значений была равна 100% [9,20].

Теоретически необходимое количество воздуха в киломолях для сгорания одного килограмма топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right), \quad (2.28)$$

где 0,208 – объемное содержание кислорода в 1 кмоль воздуха.

Количество горючей смеси:

$$\mu_1 = \alpha \cdot L_0. \quad (2.29)$$

Число киломолей остаточных газов:

$$\mu_2 = \gamma_2 \cdot \mu_1. \quad (2.30)$$

Число киломолей газа, который находится в цилиндре двигателя в конце процесса сжатия:

$$\mu_c = \mu_1 + \mu_2. \quad (2.31)$$

Число киломолей продуктов сгорания для двигателей при $\alpha \geq 1$:

$$\mu_2 = \mu_1 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}. \quad (2.32)$$

Число киломолей продуктов сгорания и остаточных газов в точке «Z» индикаторной диаграммы рассчитываются по следующей формуле:

$$\mu_z = \mu_2 + \mu_2. \quad (2.33)$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения продуктов сгорания вычисляют по следующей формуле:

$$\mu = \frac{\mu_z}{\mu_c}. \quad (2.34)$$

Мольная изохорная теплоемкость свежего заряда поступившего в цилиндр двигателя и участвующего в процессе сжатия определяется по эмпирической формуле:

$$C_{vc} = 20,76 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c. \quad (2.35)$$

Мольная изохорная теплоемкость продуктов сгорания для двигателей, при $\alpha > 1$ определяется по эмпирической формуле:

$$C_{vz} = \left(20,97 + \frac{0,921}{\alpha} \right) + \left(1,549 + \frac{1,376}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z, \quad (2.36)$$

где T_z - температура в конце процесса сгорания.

Мольная изобарная теплоемкость продуктов сгорания для двигателей с впрыском топлива определяется следующим образом:

$$C_{pz} = C_{vz} + 8,314. \quad (2.37)$$

В тепловых расчетах ДВС принимается значение низшей теплоты сгорания топлива, под которой понимается количество теплоты, выделяющейся при полном сгорании топлива без учета теплоты конденсации водяного пара [20].

$$H_n = \left[\begin{array}{l} 33,9 \cdot C + 125,6 \cdot H - \\ -10,89 \cdot (O - S) - 2,51 \cdot (9 \cdot H + W) \end{array} \right] \cdot 10^3, \quad (2.38)$$

где S - элемент углеводородного состава топлива; W - количество водяных паров в продуктах сгорания массовой или объемной единицы топлива. В данной работе принимаем: $S = 0$; $W = 0$.

Для бензиновых двигателей с впрыском топлива и дизелей, при $\alpha \geq 1$ используют уравнение:

$$(C_{vc} + 8,32 \cdot \lambda) \cdot T_c + \frac{\xi \cdot H_n}{\mu_1 \cdot (1 + \gamma_2)} = \mu \cdot C_{pz} \cdot T_z, \quad (2.39)$$

где λ - степень повышения давления; ξ - коэффициент выделения тепла при сгорании топлива.

Полученные значения C_{vc} , C_{pz} , H_n подставляем в уравнение (2.39) с последующим определением температуры в конце процесса сгорания T_z путем решения квадратного уравнения, из которого для дальнейших расчетов берется только положительная температура. Принимаем $\lambda = 1,2$, $\xi = 0,7$ - согласно литературе [20].

Давление в конце сгорания для двигателей с впрыском топлива находится следующим образом:

$$p_z = \lambda \cdot p_c. \quad (2.40)$$

Плотность воздуха в процессе сгорания определяется по следующей формуле:

$$\rho_z = \rho_c \cdot \left(\frac{p_z}{p_c} \right)^{\frac{1}{k}}, \quad (2.41)$$

где k - показатель политропы.

Объем воздуха в процессе сгорания будет равен:

$$v_z = \frac{1}{\rho_z}. \quad (2.42)$$

2.2 Расчет процесса расширения

В результате процесса расширения тепловая энергия топлива превращается в механическую работу.

Степень предварительного расширения для двигателей с впрыском топлива определяется по следующей формуле:

$$\rho = \frac{\mu \cdot T_z}{\lambda \cdot T_c}. \quad (2.43)$$

Давление и температура рабочего тела в конце расширения определяются по формулам политропического процесса:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}}, \quad (2.44)$$

где δ - степень последующего расширения; n_2 -средний показатель политропы расширения.

Степень последующего расширения может быть определена по следующей формуле:

$$\delta = \frac{\varepsilon_d}{\rho}. \quad (2.45)$$

Средний показатель политропы расширения определяется по эмпирической формуле:

$$n_2 = 1,25 + \frac{100}{n_e}. \quad (2.46)$$

Температура рабочего тела в конце расширения определяется по следующей формуле:

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \quad (2.47)$$

2.2.1 Определение индикаторных параметров цикла

Среднее индикаторное давление теоретического цикла для дизеля, который работает по циклу со смешанным подводом теплоты определяется по следующей формуле:

$$p_i' = \frac{p_c}{(\varepsilon_\delta - 1)} \cdot \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{(n_1 - 1)} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_\delta^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (2.48)$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла для дизеля, который работает по циклу со смешанным подводом теплоты определяется по следующей формуле:

$$p_i = \varphi_i \cdot p_i', \quad (2.49)$$

где φ_i - коэффициент полноты диаграммы. В данной работе $\varphi_i = 0,92$.

Среднее давление насосных потерь при процессах впуска и выпуска:

$$\Delta p_i = p_z - p_a. \quad (2.50)$$

Для двигателей без наддува величина Δp_i положительна. В двигателях с наддувом величина Δp_i отрицательна.

Индикаторный КПД для двигателей, работающих на жидком топливе определяется по следующей формуле:

$$\eta_i = \frac{(p_i \cdot l_0 \cdot \alpha)}{(H_n \cdot \rho_k \cdot \eta_v)}. \quad (2.51)$$

Индикаторный удельный расход определяется следующим образом:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot H_n}. \quad (2.52)$$

2.2.2 Определение эффективных показателей двигателя

Для определения среднего давления механических потерь до сих пор нет достаточно точных и общих формул, позволяющих рассчитать его для разных двигателей и разных условий эксплуатации. Существуют только эмпирические формулы для отдельных конкретных двигателей и условий. В первом приближении можно использовать следующие формулы [36].

В случае для дизеля с наддувом:

$$p_m = (0,138 + 0,0085 \cdot g_{n,cp}) \cdot p_k^{0,1} + (p_z - p_a) \cdot 0,85, \quad (2.53)$$

где $g_{n,cp}$ - средняя скорость поршня. В данной работе $g_{n,cp} = 7$.

Среднее эффективное давление для двигателей с механическим наддувом определяется по следующей формуле:

$$p_e = p_i - p_m. \quad (2.54)$$

Значение среднего эффективного давления при номинальной нагрузке изменяются в следующих пределах:

- для четырехтактных карбюраторных двигателей $0,6 \div 1,1$.
- для четырехтактных карбюраторных двигателей форсированных до 1,3.
- для четырехтактных дизелей без наддува $0,55 \div 0,85$.
- для четырехтактных дизелей с наддувом до 2,0.
- для двухтактных быстроходных дизелей $0,4 \div 0,75$.
- для газовых двигателей $0,5 \div 0,75$.

С увеличением среднего эффективного давления улучшаются условия использования рабочего объема цилиндра, что дает возможность создавать более легкие и компактные двигатели.

Механический КПД двигателя определяется по следующей формуле:

$$\eta_m = 1 - \frac{P_m}{P_i}. \quad (2.55)$$

Величина механического КПД увеличивается с уменьшением потерь на трение и привод вспомогательных механизмов, а также с увеличением нагрузки до заданных пределов.

По опытным данным η_m для различных двигателей, работающих на номинальном режиме, находится в следующих пределах:

- для карбюраторных двигателей $0,7 \div 0,9$.
- для четырехтактных дизелей без наддува $0,7 \div 0,82$.
- для четырехтактных двигателей с наддувом (без учета потерь мощности на нагнетатель) $0,8 \div 0,9$.
- для двухтактных быстроходных дизелей $0,7 \div 0,85$.
- для газовых двигателей $0,75 \div 0,85$.

Эффективный КПД определяется по следующей формуле:

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m. \quad (2.56)$$

Эффективный удельный расход жидкого топлива:

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot H_n}. \quad (2.57)$$

Литраж двигателя находим по следующей формуле:

$$V_l = \frac{\pi \cdot h_{ход}^3 \cdot i}{(4 \cdot 10^6)}, \quad (2.58)$$

где i - число цилиндров; $h_{ход}$ - ход поршня.

Расчет ведется в удельных величинах, поэтому $i = 1$.

Эффективная мощность определяется по следующей формуле:

$$N_e = \frac{p_e \cdot n_e \cdot V_l}{\tau \cdot 30}, \quad (2.59)$$

где τ - коэффициент тактности двигателя.

Эффективный крутящийся момент находится по следующей формуле:

$$M_e = \left(\frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \right) \cdot \left(\frac{N_e}{n_e} \right). \quad (2.60)$$

Часовой расход топлива определяется по следующей формуле:

$$G_T = N_e \cdot g_e. \quad (2.61)$$

2.3 Выводы по второй главе

1. Дано развернутое описание методики теплового расчета двухтактного дизельного двигателя.
2. Данная методика расчета позволяет оценить рабочие показатели проектируемого двигателя.
3. При тепловом расчете были учтены определенные рабочие показатели, а конкретно коэффициент дозарядки, предложенный профессором Лениным и коэффициент очистки, предложенный профессором А.Б Стефановским.

4. Все выше перечисленные действия, разработанные к двигателю с прямой клапанно-щелевой продувкой при некоторых изменениях и поправках, могут быть использованы для дальнейших термодинамических расчетов, а также для моделирования газодинамических процессов двухтактных дизельных двигателей.

Глава 3 Тепловой расчет двигателя

3.1 Исходные данные к тепловому расчету

В качестве исходных данных для расчета принимались следующие параметры:

- число цилиндров $i = 1$;
- тактность двигателя $\tau = 2$;
- объём $V = 1$ литр.

В данной работе приводится расчет в удельных величинах с использованием эмпирических формул, которые позволяют совместно с принимаемыми коэффициентами и известными зависимостями рассчитывать значения параметров в конечных точках термодинамических процессов двухтактных двигателей внутреннего сгорания.

3.1.1 Расчет впуска

Атмосферное давление выбиралось для нормальных атмосферных условий, $p_0 = 0,1$ МПа;

Численное значение температуры окружающей среды принималось для нормальных атмосферных условий $T_0 = 293$ К;

Давление перед впускными клапанами определялось по формуле (2.1) и имеет следующее значение, Па:

$$p_k = 1,5 \cdot 10^5.$$

Температура воздуха за компрессором определялась по формуле (2.2) и имеет следующее значение, К:

$$T_{\kappa} = 293 \cdot \left[1 + \frac{\left(\frac{1,5 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^5} \right)^{\frac{(1,333-1)}{1,333}} - 1}{0,88} \right] = 328,52.$$

Показатель политропы сжатия находился по формуле (2.3) и имеет следующее значение:

$$n_{\kappa} = 1,40 - \frac{100}{1500} = 1,333.$$

Плотность газовой смеси в момент выпуска определялась по формуле (2.4) и имеет следующее значение, кг/м³:

$$\rho_{\kappa} = 1,204 \cdot \left(\frac{1,5 \cdot 10^5}{1 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{1,333}} = 1,632.$$

Удельный объем смеси в момент выпуска определялся по формуле (2.5) и имеет следующее значение, м³/кг:

$$v_{\kappa} = \frac{1}{1,632} = 0,613.$$

3.1.2 Давление рабочего тела в конце процесса впуска.

Давление рабочего тела в конце впуска определялось по формуле (2.6) и имеет следующее значение, Па:

$$p_a = 1,5 \cdot 10^5 - 0 = 1,5.$$

Плотность воздуха при адиабатном сжатии определялась по формуле (2.7) и имеет следующее значение, кг/м³:

$$\rho_a = 1,632 \cdot \left(\frac{1,5 \cdot 10^5}{1,5 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{1,333}} = 1,632.$$

Объем воздуха при адиабатном сжатии определялась по формуле (2.8) и имеет следующее значение, м³/кг:

$$v_a = \frac{1}{1,632} = 0,613.$$

3.1.3 Степень сжатия воздуха

Действительная степень сжатия воздуха определялась по формуле (2.9) и имеет следующее значение:

$$\varepsilon_d = \frac{9,99784 \cdot 10^{-4}}{4,999 \cdot 10^{-5}} = 20.$$

Ход поршня определялся по формуле (2.10) и имеет следующее значение, м:

$$h_{ход} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,108.$$

Длина окна находилась по формуле (2.11) и имеет следующее значение, м:

$$h_{окно} = 0,108 \cdot 6\% = 0,007.$$

Рабочий объем цилиндра определялся по формуле (2.12) и имеет следующее значение, м³:

$$V_h = \frac{3,14 \cdot 2,75 \cdot 10^{-7}}{4} = 2,2 \cdot 10^{-7}.$$

Объем цилиндра в начале сжатия определялся по формуле (2.13) и имеет следующее значение, м³:

$$V_a = 1 \cdot 10^{-3} - 2,2 \cdot 10^{-7} = 9,99784 \cdot 10^{-4}.$$

Объем камеры сжатия определялся по формуле (2.14) и имеет следующее значение, м³:

$$V_c = 9,99784 \cdot 10^{-4} \cdot 5\% = 4,999 \cdot 10^{-5}.$$

3.1.4 Температура остаточных газов

Температура остаточных газов для дизельных двигателей определялась по эмпирической формуле (2.15) и имеет следующее значение, К:

$$T_2 = \left(\frac{1450}{20} \right) + \left(\frac{1029}{1,30} \right) + 0,14 \cdot 1500 - 494 = 580,038.$$

3.1.5 Давление остаточных газов

Давление газов на выпуске определялось по формуле (2.16) и имеет следующее значение, Па:

$$p_2 = 0,9 \cdot 1,5 \cdot 10^5 = 1,35 \cdot 10^5.$$

Плотность остаточных газов в момент выпуска определялась по формуле (2.17) и имеет следующее значение, кг/м³:

$$\rho_2 = 1,632 \cdot \left(\frac{1,35 \cdot 10^5}{1,5 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{1,27}} = 1,502.$$

Объем остаточных газов в момент выпуска определялся по формуле (2.18) и имеет следующее значение, м³/кг:

$$v_2 = \frac{1}{1,502} = 0,666.$$

3.1.6 Коэффициент остаточных газов

Коэффициент остаточных газов для двухтактных двигателей с учетом дозарядки и продувки цилиндра определялся по формуле (2.19) и имеет следующее значение:

$$\gamma_2 = \left(\frac{332,072 + 5}{580,038} \right) \cdot \left(\frac{0,247 \cdot 1,35 \cdot 10^5}{20 \cdot 1,12 \cdot 1,5 \cdot 10^5 - 0,247 \cdot 1,35 \cdot 10^5} \right) = 5,815 \cdot 10^{-3}.$$

Коэффициент очистки определялся по формуле (2.20) и имеет следующее значение:

$$\varphi_{оч} = e^{-1,4} = 0,247.$$

3.1.7 Температура в конце впуска

Температура в конце впуска определялась по формуле (2.21) и имеет следующее значение, К:

$$T_a = \frac{(332,072 + 5 + 5,815 \cdot 10^{-3} \cdot 580,038)}{(1 + 5,815 \cdot 10^{-3})} = 338,477.$$

3.1.8 Коэффициент наполнения

Для двухтактных двигателей с учетом продувки и дозарядки цилиндра η_v определялся по формуле (2.22) и имеет следующее значение:

$$\eta_v = \left(\frac{332,072}{332,072 + 5} \right) \cdot \left(\frac{1}{20 - 1} \right) \cdot \left(\frac{1}{1,35 \cdot 10^5} \right) \times \\ \times (1,12 \cdot 20 \cdot 1,5 \cdot 10^5 - 0,247 \cdot 1,35 \cdot 10^5) = 1,15.$$

3.1.9 Процесс сжатия

Давление в конце процесса сжатия определялось по формуле (2.23) и имеет следующее значение, МПа:

$$p_c = 1,5 \cdot 10^5 \cdot 54,288 = 8,143.$$

Температура в конце процесса сжатия определялась по формуле (2.24) и имеет следующее значение, К:

$$T_c = 338,477 \cdot 2,714 = 918,768.$$

Плотность воздуха в конце сжатия воздуха определялась по формуле

(2.25) и имеет следующее значение, кг/м³:

$$\rho_c = 1,632 \cdot \left(\frac{8,143 \cdot 10^6}{1,5 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{1,4}} = 28,299.$$

Объем воздуха в конце процесса сжатия воздуха определялся по формуле (2.26) и имеет следующее значение, м³/кг:

$$v_c = \frac{1}{28,299} = 0,035 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

3.2 Расчет значений параметров ТДЦ после процесса подвода теплоты при $v=\text{const}$

Теоретически необходимое количество воздуха в килограммах для сгорания одного килограмма топлива определялось по формуле (2.27) и имеет следующее значение, кг воздуха/кг топлива:

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,870 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = 14,452.$$

Теоретически необходимое количество воздуха в киломолях для сгорания одного килограмма топлива определялось по формуле (2.28) и имеет следующее значение, кмоль воздуха/кг топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{0,870}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,499.$$

Количество горючей смеси определялось по формуле (2.29) и имеет следующее значение, кмоль гор.смеси/кмоль топлива:

$$\mu_1 = 1,30 \cdot 0,499 = 0,649.$$

Число киломолей остаточных газов определялось по формуле (2.30) и имеет следующее значение, кмоль гор.смеси/кмоль топлива:

$$\mu_2 = 5,815 \cdot 10^{-3} \cdot 0,649 = 3,775 \cdot 10^{-3}.$$

Число киломолей газа, который находится в цилиндре двигателя в конце процесса сжатия определялось по формуле (2.31) и имеет следующее значение, кмоль гор.смеси/кмоль топлива:

$$\mu_c = 0,649 + 3,775 \cdot 10^{-3} = 0,653.$$

Число киломолей продуктов сгорания для двигателей при $\alpha \geq 1$ определялось по формуле (2.32) и имеет следующее значение, кмоль гор.смеси/кмоль топлива:

$$\mu_2 = 0,649 + \frac{0,126}{4} + \frac{4 \cdot 10^{-3}}{32} = 0,681.$$

Число киломолей продуктов сгорания и остаточных газов в точке «Z» индикаторной диаграммы рассчитывались по формуле (2.33) и имеет следующее значение, кмоль гор.смеси/кмоль топлива:

$$\mu_z = 0,681 + 3,775 \cdot 10^{-3} = 0,685.$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения продуктов

сгорания вычислялся по формуле (2.34) и имеет следующее значение, кмоль гор. смеси/кмоль топлива:

$$\mu = \frac{0,685}{0,653} = 1,048.$$

Мольная изохорная теплоемкость свежего заряда поступившего в цилиндр двигателя и участвующего в процессе сжатия определялось по эмпирической формуле (2.35) и имеет следующее значение, кДж/(кмоль · К):

$$C_{vc} = 20,76 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 918,768 = 22,359.$$

Низшая теплоты сгорания топлива определялась по формуле (2.38) и имеет следующее значение, кДж/кг:

$$H_u = \left[33,9 \cdot 0,87 + 125,6 \cdot 0,126 - 10,89 \cdot (4 \cdot 10^{-3} - 0) - 2,51 \cdot (9 \cdot 0,126 + 0) \right] \times 10^3 = 4,243 \cdot 10^4.$$

Температура газа в конце видимого процесса определялась по формуле (2.39) и имеет следующее значение:

Расчет производился с помощью программы Mathcad

$\lambda = 1,2$, $\xi = 0,7$ -согласно литературе [20].

Given

$$\begin{aligned} & (C_{vc} + 8,32 \cdot \lambda) \cdot T_c + \frac{\xi \cdot H_u}{\mu_1 \cdot (1 + \gamma_2)} = \mu \cdot T_z \times \\ & \times \left[\left(20,97 + \frac{0,921}{\alpha} \right) + \left(1,549 + \frac{1,376}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z + 8,314 \right]. \end{aligned}$$

Find (T_z) \rightarrow (2343,6698341087452309 –117369,18831657032).

Таким образом, $T_z = 2344$ К.

Давление в конце сгорания для двигателей с впрыском топлива находилось по формуле (2.40) и имеет следующее значение, Па:

$$p_z = 1,2 \cdot 8,143 \cdot 10^6 = 9,772 \cdot 10^6.$$

Плотность воздуха в процессе расширения определялась по формуле (2.41) и имеет следующее значение, кг/м³:

$$\rho_z = 1,502 \cdot \left(\frac{8 \cdot 10^6}{1,35 \cdot 10^5} \right)^{\frac{1}{1,27}} = 43,747.$$

Объем воздуха в процессе расширения определялся по формуле (2.42) и имеет следующее значение, м³/кг:

$$v_z = \frac{1}{43,747} = 0,023.$$

3.2.1 Расчет процесса расширения

Степень предварительного расширения для двигателей с впрыском топлива определялась по формуле (2.43) и имеет следующее значение, м:

$$\rho = \frac{1,048 \cdot 2344}{1,2 \cdot 918,768} = 2,229.$$

Давление рабочего тела в конце расширения определялось по формуле политропического процесса (2.44) и имеет следующее значение, МПа:

$$p_b = \frac{8 \cdot 10^6}{17,975} = 0,445.$$

Степень последующего расширения определялась по формуле (2.45) и имеет следующее значение:

$$\delta = \frac{20}{2.229} = 8,973.$$

Средний показатель политропы расширения определялся по эмпирической формуле (2.46) и имеет следующее значение:

$$n_2 = 1,25 + \frac{100}{1,5 \cdot 10^3} = 1,317.$$

Температура рабочего тела в конце процесса расширения определялась по формуле (2.47) и имеет следующее значение, К:

$$T_b = \frac{2344}{2,003} = 1170,04.$$

3.2.2 Определение индикаторных параметров цикла

Среднее индикаторное давление теоретического цикла для дизеля, который работает по циклу со смешанным подводом теплоты определялось по формуле (2.48) и имеет следующее значение, МПа:

$$p_i = \frac{8,143 \cdot 10^6}{(20-1)} \times \left[1,2 \cdot (2,229-1) + \frac{1,2 \cdot 2,229}{1,317-1} \cdot \left(1 - \frac{1}{2,003}\right) - \frac{1}{(1,333-1)} \cdot \left(1 - \frac{1}{2,714}\right) \right] = 1,633.$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла для дизеля определялось по формуле (2.49) и имеет следующее значение, Па:

В данной работе $\varphi_i = 0,92$.

$$p_i = 0,92 \cdot 1,633 = 1,502 \cdot 10^6.$$

Среднее давление насосных потерь при процессах впуска и выпуска определялось по формуле (2.50) и имеет следующее значение, Па:

$$\Delta p_i = 1,35 \cdot 10^5 - 1,5 \cdot 10^5 = -1,5 \cdot 10^4.$$

Индикаторный КПД для двигателей, работающих на жидком топливе определялся по формуле (2.51) и имеет следующее значение:

$$\eta_i = \frac{(1,502 \cdot 14,452 \cdot 1,3)}{(42,43 \cdot 1,632 \cdot 1,15)} = 0,354.$$

Индикаторный удельный расход определялся по формуле (2.52) и имеет следующее значение, г/(кВт·ч):

$$g_i = \frac{3600}{0,354 \cdot 42,43} = 239,341.$$

3.2.3 Определение эффективных показателей двигателя

Среднее давление механических потерь для дизеля с наддувом определялось по формуле (2.53) и имеет следующее значение, МПа:

$$p_m = (0,138 + 0,0085 \cdot 7) \times \\ \times 0,15^{0,1} + (0,135 - 0,15) \cdot 0,85 = 0,151.$$

Среднее эффективное давление для двигателей с механическим наддувом определялось по формуле (2.54) и имеет следующее значение, МПа:

$$p_e = 1,502 - 0,151 = 1,352.$$

Механический КПД двигателя внутреннего сгорания определялся по формуле (2.55) и имеет следующее значение:

$$\eta_m = 1 - \frac{0,151}{1,502} = 0,9.$$

Эффективный КПД определялся по формуле (2.56) и имеет следующее значение:

$$\eta_e = 0,354 \cdot 0,9 = 0,319.$$

Эффективный удельный расход определялся по формуле (2.57) и имеет следующее значение, г/(кВт · ч):

$$g_e = \frac{3600}{0,319 \cdot 42,43} = 266,008.$$

Литраж двигателя находится по формуле (2.58) и имеет следующее значение, л:

$$V_{л} = \frac{3,14 \cdot 1,273 \cdot 10^6 \cdot 1}{(4 \cdot 10^6)} = 1.$$

Эффективная мощность определялась по формуле (2.59) и имеет следующее значение, кВт:

$$N_e = \frac{1,352 \cdot 1,5 \cdot 10^3 \cdot 1}{2 \cdot 30} = 33,796 \text{ кВт.}$$

Эффективный крутящийся момент определялся по формуле (2.60) и имеет следующее значение, (Н · м):

$$M_e = \left(\frac{3 \cdot 10^4}{3,14} \right) \cdot \left(\frac{33,796}{1,5 \cdot 10^3} \right) = 215,155.$$

Часовой расход топлива определялся по формуле (2.61) и имеет следующее значение, кг/ч:

$$G_T = 33,796 \cdot 266,008 = 8,99.$$

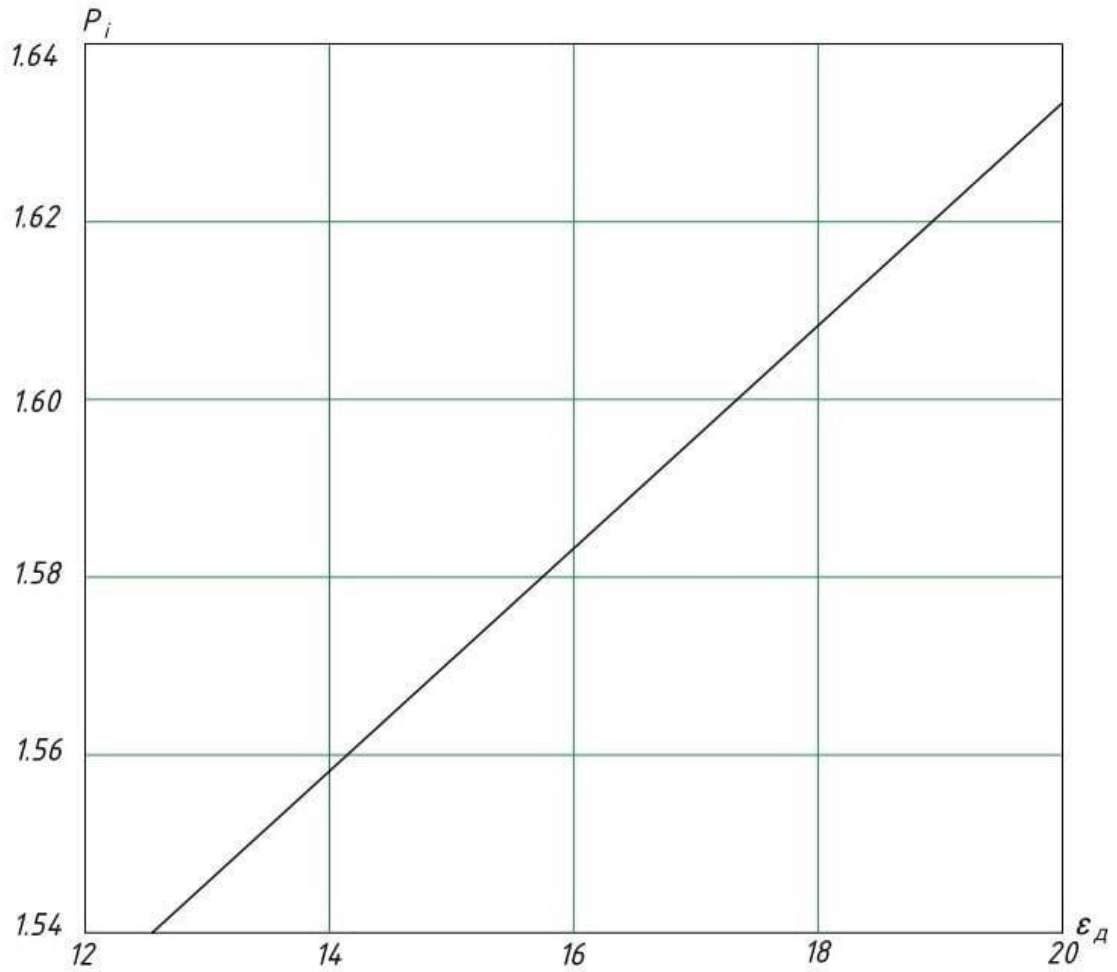


Рисунок 3.1 – график зависимости индикаторного давления от степени сжатия

Среднее индикаторное давление является показателем совершенства цикла двигателя. При увеличении ϵ_d возрастает p_i , при $\epsilon_d = 12,5$ среднее индикаторное давление $p_i = 1,54$, при $\epsilon_d = 20$ $p_i = 1,633$. Увеличение p_i оказывает значительное влияние на рабочие показатели ДВС.

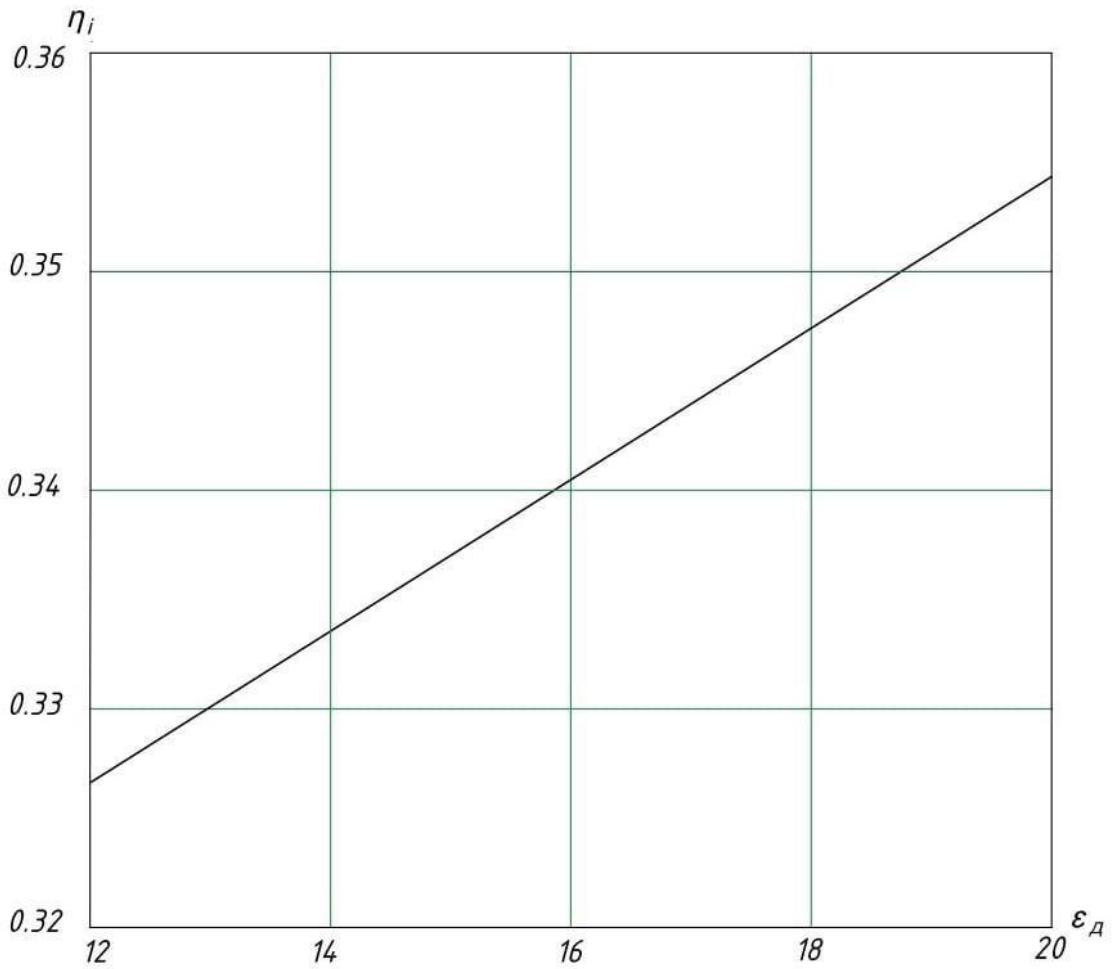


Рисунок 3.2 – график зависимости индикаторного КПД от степени сжатия

Как правило, индикаторный КПД ДВС обычно является критерием улучшения использования тепла, подводимого к работе топлива. Из графика видно, что с возрастанием степени сжатия возрастает индикаторный КПД. Так, например при $\varepsilon_d = 12,5$, индикаторный КПД $\eta_i = 0,326$, при $\varepsilon_d = 20$, индикаторный КПД $\eta_i = 0,354$

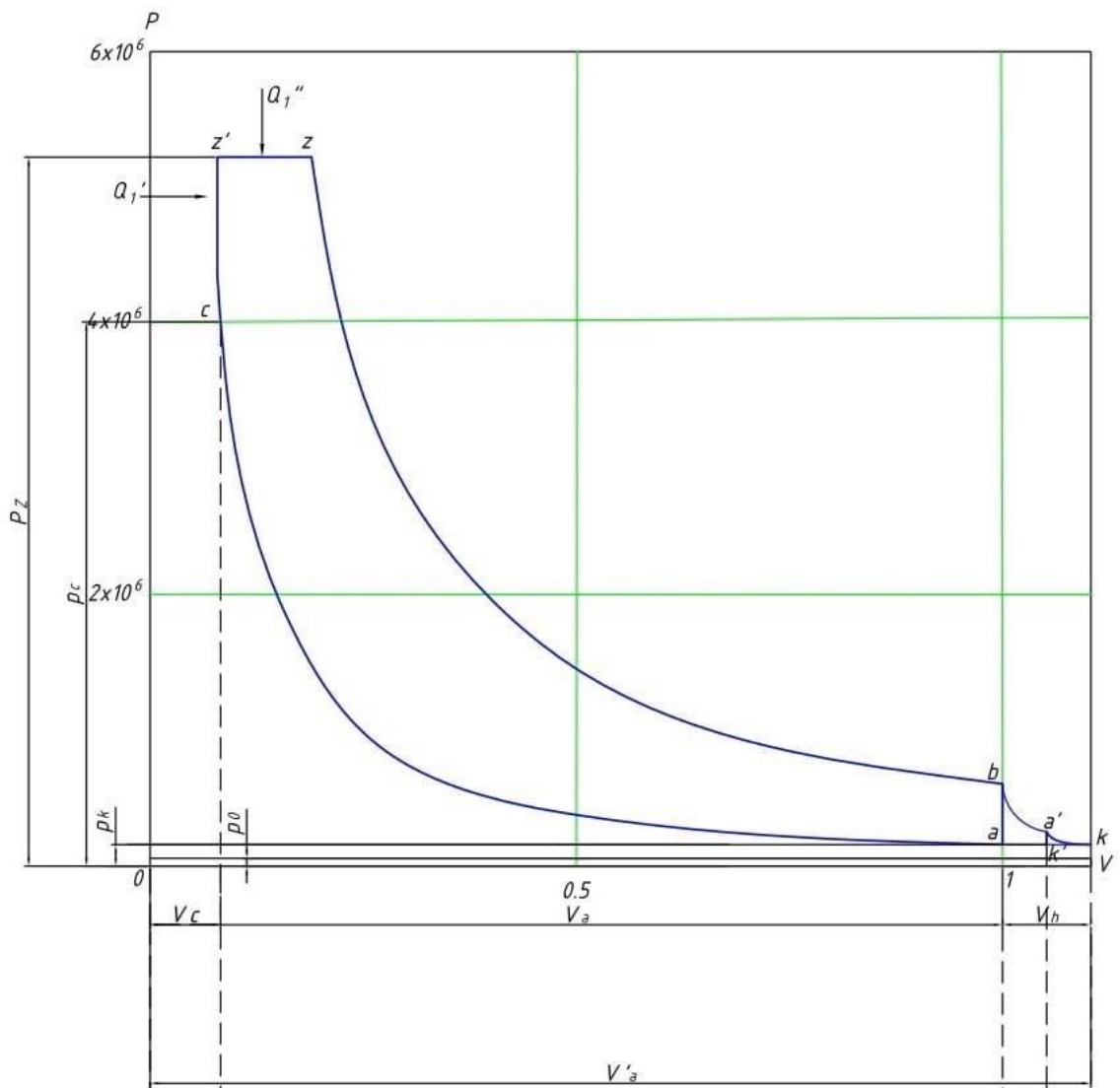


Рисунок 3.3 – Индикаторная диаграмма двухтактного дизеля с контурной поперечной продувкой

Процесс kk' – изобарная продувка; $k'a$ – изобарный процесс, происходит закрытие выпускных окон; ac – адиабатное сжатие; cz' – изохорный процесс, примерно 40% топлива сгорает; $z'z$ – изобарный процесс, оставшаяся часть топлива 60% сгорает; zb – адиабатное расширение; ba' – выпуск отработавших газов; $a'k$ – адиабатная продувка.

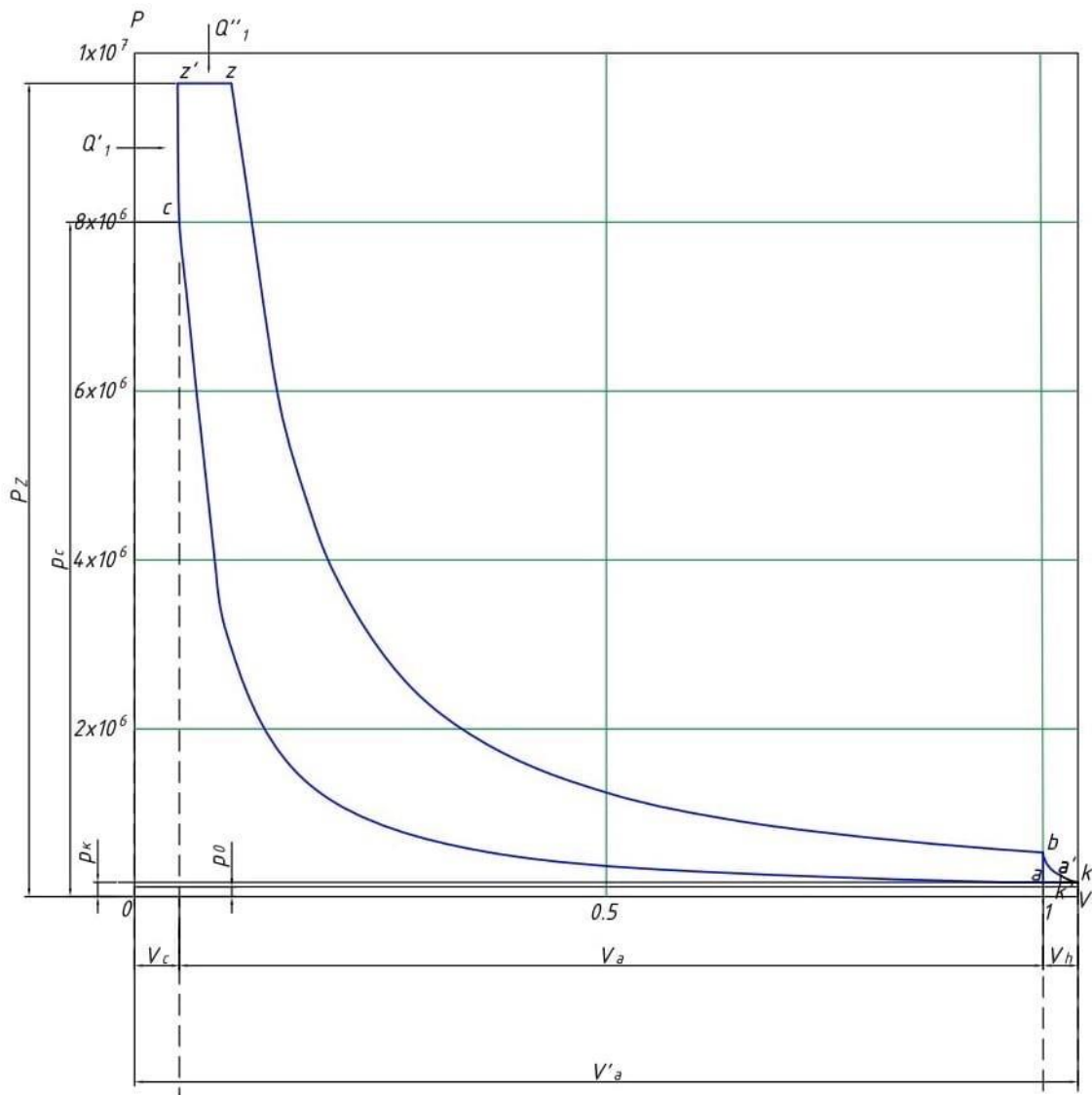


Рисунок 3.4 – Индикаторная диаграмма двухтактного дизеля с прямоточной клапанно – щелевой продувкой

Процесс kk' – изобарная продувка; $k'a$ – изобарный процесс, происходит закрытие выпускных окон; ac – адиабатное сжатие; cz' – изохорный процесс, примерно 40% топлива сгорает; $z'z$ – изобарный процесс, оставшаяся часть топлива 60% сгорает; zb – адиабатное расширение; ba' – выпуск отработавших газов; $a'k$ – адиабатная продувка.

В связи с тем, что продувочные и выпускные окна находятся на одном уровне, увеличивается количество поступившего свежего заряда, соответственно возрастает коэффициент наполнения.

Заключение

1. Двухтактные дизельные ДВС с прямоточной клапанно-щелевой продувкой отличаются сложным характером газообменных процессов. Важнейшее значение для их конструктивной оптимизации и улучшения основных параметров приобретают методы теплового расчета и математического моделирования.
2. Проведенный анализ систем газообмена показал, что ожидаемое улучшение термодинамических показателей можно достичь за счет более эффективного выбора продувки.
3. В рамках бакалаврской работы была предложена методика теплового расчета для двухтактных дизельных двигателей.
4. Особый акцент в исследовании был сделан на показатель степени сжатия. Увеличение степени сжатия за чет потерянной доли хода поршня, оказал существенное влияние на рабочие показатели двухтактного дизельного двигателя $\varepsilon_\delta = 20$.
5. Оптимальной во всех отношениях будет являться конструкция ДВС, в которой удастся реализовать максимально возможное значение коэффициента наполнения.
6. В ходе теплового расчета были подтверждены известные способы повышения эффективности систем газообмена двухтактных дизельных двигателей с прямоточной клапанно-щелевой продувкой. Снижение коэффициента остаточных газов $\gamma_z = 5,815 \cdot 10^{-3}$, увеличение коэффициента избытка продувочного воздуха и увеличение коэффициента наполнения $\eta_v = 1,15$. Полученные коэффициенты были сравнены с общеизвестными данными. Данные значения укладываются в общепризнанные диапазоны, а выбор оптимальной конструкции системы газообмена позволил получить максимальное значение коэффициента наполнения.

7. На базе теплового расчета были построены индикаторные диаграммы двухтактных дизельных двигателей с различными типами продувок, а конкретно: с прямоточной клапанно-щелевой, с контурной поперечной продувкой. Наилучший эффект достигается в случае применения клапанно-щелевой системы.
8. В результате выполненной работы решена важная научно-техническая проблема, заключающаяся в выполнении расчета для улучшения характеристик двухтактных дизельных двигателей внутреннего сгорания на этапе проектирования. Данная методика расчета в равной степени актуальна и может использоваться для совершенствования конструкций ДВС различных типов и назначений. Однако, данный расчет может быть усовершенствован для дальнейшей работы по данной тематике. Разработка пространственной газодинамической модели двигателя позволит численным образом определить величину потерь свежего заряда в цилиндре двигателя в процессе газообмена.

Список используемых источников литературы

1. Андриющенко, А.И. Теплофикационные установки и их использование: учебное пособие. / А.И. Андриющенко, Р.З. Аминов, Ю.М. Хлебалин /. М.: высшая школа, 1986. 256 с.
2. Арсеньев, Л.В. Комбинированные установки с газовыми турбинами / Л.В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин /. Ленинград: Машиностроение, 1982. 247 с.
3. Байков, Б.П. Дизели. Справочник. / Б.П. Байков, С.М. Баранов, В.А. Ваншейдт /. М.: Машиностроение, 1964. 600 с.
4. Ваншейдт, В.А. Дизели. Справочное пособие конструктора / В.А. Ваншейдт /. М.: Машиностроение, 1957. 392 с.
5. Возницкий, И.В. Современные малооборотные двухтактные двигатели / И.В. Возницкий /. М.: Изд-во «Моркнига», 2007. 121 с.
6. Газотурбинные энергетические установки / С.В. Цанев, В.Д Буров, А.С Земцов, А.С. Осыка /. М.: МЭИ, 2011. 427 с.
7. Германович, В. Альтернативные источники энергии и энергосбережение / В. Германович, А.Турилин /. СПб.: Наука и техника, 2014. 320 с.
8. Гордеев, П.А. Развитие электростанций с поршневыми двигателями за рубежом / П.А. Гордеев, Г.В. Яковлев // Электрические станции.2001. № 10. С. 68–73.
9. Грехов, Л. В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков. / М.: Легион-Авторада, 2005. 344 с.
10. Двигатели внутреннего сгорания / А.С. Орлин, Н.И Вырубов, С.Е Лебедев, С.Г. Роганов, Ф.Ф Симаков, М.М Чурсин /. М.: Машиностроение, 1955. Т. 2. 547 с.
11. Двигатели внутреннего сгорания: учебник. / А.С. Хачиян, К.А. Морозов, В.Н. Луканин, В.И Трусков, Д.Д Багиров, Е.К Корси /. М.: Изд-во «Высшая школа», 1985. 312 с.

12. Дьяченко, Н.Х. Теория двигателей внутреннего сгорания / Н.Х. Дьяченко / . Ленинград: Изд-во «Машиностроение», 1974. 552 с.
13. Замоторин, Р.В. Малые теплоэлектростанции-поршневые или турбинные/ Р.В.Замоторин, // Энергосбережение в Саратовской области .2001. № 12.
14. История создания двигателя внутреннего сгорания. Поиск универсального двигателя / О.Е. Андрусенко, С.Е Андрусенко, С.О Барышников, Ю.И. Матвеев / . СПб.: Лань, 2020. 308 с.
15. Каминский, А. И. Повышение технического уровня дизелей ряда ЧН 18/22 / А.И. Каминский, Г.А. Конкс, В.Ф. Мельников, Е.И. Поляков. / . М.: Машиностроение, 1984. 200 с.
16. Карасевич, А.М. Эффективность развития ТЭЦ на базе газотурбинных и дизельных энергоустановок при газификации регионов/ А.М. Карасевич, Е.В. Сеннова, А.В Федяев, О.Н Федяева // Теплоэнергетика 2000. № 12. С. 35–39.
17. Кашкаров, А.П. Современные био-, бензо-, дизель- генераторы и другие полезные конструкции / А.П. Кашкаров / . М.: ДМК Пресс, 2011. 136 с.
18. Ковалев, А.П. Парогенераторы: учебник. / А.П. Ковалев, Н.С. Лелеев, Н.С. Виленский / . М.: Изд-во «Энергоатомиздат», 1985. 370 с.
19. Коллеров, Л.К. Дизелестроение / Л.К. Коллеров / . СПб.: Изд-во «Машиностроение», 1974. 215 с.
20. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов / . 2- е изд.,перераб. и доп. / . М.: Машиностроение, 1980. 400 с.
21. Костюк, А.Г. Газотурбинные установки / А.Г. Костюк, А.Н. Шерстюк / . М.: Высшая школа, 2008. 254 с.
22. Ольховский, Г.Г. Энергетические газотурбинные установки / Г.Г. Ольховский / . М.: Изд-во «Энергоатомиздат», 1985. 303 с.
23. Орлин, А.С. Теория поршневых и комбинированных двигателей / А.С. Орлин / . М.: Машиностроение, 1983. 372 с.

24. Оташехов, Д.И. Дизель-генераторная установка. Диагностика. Ремонт. Техобслуживание / Д.И. Оташехов /. М.: Изд-во «Издательские решения», 2019. 770 с.
25. Расохин, Н.Г. Парогенераторные установки атомных электростанций: учебник / Н.Г. Расохин, /. 3-е изд., перераб. и доп. /. М.: Изд-во «Энергоатомиздат», 1987. 384 с.
26. Салмин В.В. Основы расчета транспортных энергетических установок: курсовое проектирование: учебное пособие / В.В. Салмин, И.А. Якубович, Б.Ю. Давыденко /. Магадан: Изд-во СВГУ, 2011. 135 с.
27. Салмин, В.В. Основы транспортных энергетических установок: курсовое проектирование: учебное пособие / В.В. Салмин, И.А. Якубович, Б.Ю. Давыденко /. Магадан: Изд-во СВГУ, 2011. 135 с.
28. Салмин, В.В. Совершенствование расчета и рабочих процессов двухтактных двигателей ДВС / В.В. Салмин, С.В. Суменко, Н.А. Дустмуратов // Перспективные направления развития автотранспортного комплекса: сборник статей XII Международной научно-практической конференции, 28-29 ноября 2018г., Пенза / Пензенский государственный университет, Политехнический институт; редактор В.В. Салмин / Пенза, 2018. С. 82-86. – URL: <https://elibrary.ru/item.asp?id=36561335> (дата обращения: 15.02.2021).
29. Сахин, В.В. Устройство и действие энергетических установок. Поршневые машины: учебное пособие / В.В. Сахин /. Спб.: Балт.гос.техн.ун-т, 2015. 172 с.
30. Справочник / Б.П. Байков, В.А. Ванштейн, Б.М. Гончар, Л.К. Коллеров, М.И. Левин, Р.В. Русинов, А.А. Скуридин, Л.В. Тузов/. М.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1977. 480 с.
31. Стефановский, А.Б. Особенности расчета коэффициента наполнения остаточных газов при анализе рабочего цикла дизеля с наддувом и продувкой / А.Б. Стефановский // Ползуновский вестник. 58-62с. – URL: <https://www.elibrary.ru/item.asp?id=30502273> (дата обращения: 16.02.2021).

32. Суркин, В.И. Основы теории и расчета автотракторных двигателей: учебное пособие/ В.И. Суркин /. 2- е изд.,перераб. и доп. /. Спб.: Изд-во «Лань», 2021. 304 с.
33. Хуциев А.И. Двигатели внутреннего сгорания с регулируемым процессом сжатия / А.И Хуциев / М.: Машиностроение, 1986. 104 с.
34. Шаповалов, С.В. Энергосбережение и энергосберегающие технологии: учебное пособие. / С.В. Шаповалов, О.В. Самолина, Н.А. Шаповалова /. Тольятти: Изд-во ТГУ, 2012. 99с.
35. Штерн, В.И. Дизель-генераторы переменного тока напряжением до 400В / В.И. Штерн, А.А. Самойлов. /. М.: Энергия, 1972. 104 с.
36. Якунин, Н.Н. Расчет автомобильных двигателей: методические указания к курсовому проекту. Часть 1. Тепловой расчет рабочего цикла двигателя / Н.Н Якунин, Р.Ф Калимуллин, С.В Горбачев /. Оренбург: ГОУ ОГУ, 2003. 50 с.
37. Kim, W.H. Vibration analysis of a shafting system for a marine diesel generator set including dynamic characteristics between shell and housing of generator bearing/ W.H. Kim, T.Y.Kim, W.H.Joo // 10th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery (London,UK 11-13 September 2012.). P.800-825 – URL <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/diesel-generator>.