

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РФ
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
«ЮЖНО-УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Факультет «Автотракторный»

Кафедра «Двигатели внутреннего сгорания и электронные системы автомобилей»

ПРОЕКТ ПРОВЕРЕН

Рецензент

_____ 2018 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

Лазарев В.Е.

_____ 2018 г.

Применение промежуточного охлаждения рециркулируемых газов для улучшения
экономических и экологических показателей дизеля

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ)
ЮУрГУ – 13.04.03.2018.219.00.00.ПЗ

Руководитель проекта:

Лазарев В.Е.

_____ 2018 г.

Автор проекта
студент группы П-209

Другов И.Ю.

_____ 2018 г.

Нормоконтролер:

Шишков В.В.

_____ 2018 г.

АННОТАЦИЯ

Другов И.Ю. Двигатель 4Ч 15/20,5 мощностью 132 кВт при частоте вращения коленчатого вала 1250 об/мин с использованием промежуточного охладителя отработавших газов. – Челябинск: ЮУрГУ, АТ; 2018, 39 с. 5 ил., библиогр. Список – 7 наим., 3 прил.

1. В данной выпускной квалификационной работе рассмотрен опыт добавления промежуточного охладителя отработавших газов в систему рециркуляции с контуром высокого давления. Проведен ряд расчетов размеров теплообменного аппарата, по результатам которых целесообразно использование промежуточного охлаждения и эжекционного устройства, в котором рециркулируемые газы рассматриваются в качестве эжектируемого потока.

Обработаны и проанализированы результаты исследований, описан процесс влияния теплообменного аппарата на экологические показатели дизеля.

					13.04.03.2018.219.00.00 ПЗ			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>	<i>Другов И.Ю.</i>				Применение промежуточного охлаждения рециркулируемых газов для улучшения экономических и экологических показателей дизеля	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>	<i>Лазарев В.Е.</i>					4		
<i>Н. Контр.</i>	<i>Шишков В.В.</i>					ЮУрГУ Кафедра ДВСиЭСА		
<i>Утверд.</i>	<i>Лазарев В.Е.</i>							

Содержание

Содержание.....	5
Введение.....	6
1.Рециркуляция отработавших газов	8
1.1.Состав отработавших газов дизеля.	8
1.2.Классификация систем рециркуляции ОГ.....	9
1.3Влияние рециркуляции ОГ на показатели рабочего цикла	20
2 Разработка математической модели рабочего цикла дизеля с учётом рециркуляции ОГ	21
2.1 Допущения принятые при построении математической модели.....	22
2.2 Основные уравнения математической модели рабочего цикла с учётом степеней рециркуляции и охлаждения газов.....	23
3 Расчетно-теоретическое исследование рабочего цикла при рециркуляции ОГ ...	37
3.1 Проработка системы рециркуляции отработавших газов для двигателя.....	37
4ЧН15/20,5	37
3.2 Расчет теплообменного аппарата	39
Заключение	41
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	42

					ЮУрГУ – 13.04.03.2018.219.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		5

Введение

Поршневой двигатель внутреннего сгорания длительное время будет оставаться основной наземной энергетической установкой, несмотря на бурное развитие атомной энергетики, турбостроения и реактивной техники, так как этот тип двигателя вырабатывает более 85% энергии. Массовое производство поршневых двигателей во многих странах, однозначное их использование в автомобилестроении, в сельскохозяйственном машиностроении обеспечит это превосходство еще несколько десятилетий, что обусловлено следующими факторами:

- термодинамические свойства ДВС обеспечивают наиболее высокую экономичность, базирующуюся на циклической работе;
- физико-химические особенности процесса сгорания в поршневом двигателе обеспечивают высокие скорости и полноту смесеобразования и сгорания топлива;
- относительно низкие механические потери вследствие невысоких удельных расходов воздуха;
- возможность осуществить в поршневых двигателях два различных рабочих цикла с воспламенением от искры и от сжатия, что позволяет иметь огромный диапазон мощностей в одном агрегате;
- использование в качестве горючего широкого диапазона топлив от газового до тяжелого дизельного.

Мировой опыт использования тепловых машин на мобильных установках показывает, что в подавляющем большинстве случаев такие агрегаты оборудованы ДВС, содержащими в основе своей конструкции кривошипно-шатунный механизм как систему, преобразующую возвратно-поступательное движение поршня во вращательное движение коленчатого вала. Столь длительное преобладание кривошипно-шатунных ДВС, с одной стороны, говорит о том, что на данный момент такой двигатель является единственным источником механической энергии, который в наибольшей степени

					ЮУрГУ – 13.04.03.2018.219.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		6

удовлетворяет разнообразным требованиям, предъявляемым к нему потребителями указанного типа, а с другой стороны свидетельствует об отсутствии альтернативного источника механической энергии, способного в значительной степени конкурировать с существующими двигателями по совокупности конструктивных, технологических и технико-экономических показателей и характеристик, определяемых современным уровнем технического прогресса.

Однако поршневой двигатель имеет ряд серьезных недостатков, устранение или преодоление которых предопределяет прогресс двигателестроения. Две глобальные проблемы выдвигают бурно развивающиеся поршневые двигатели: мировой дефицит топлива и загрязненность окружающей среды.

Основная причина загрязнения воздуха заключается в неполном и неравномерном сгорании топлива. В отработавших газах двигателя внутреннего сгорания (ДВС) содержится свыше 170 вредных компонентов, из них около 160 - производные углеводородов, прямо обязанные своим появлением неполному сгоранию топлива в двигателе. Наличие в отработавших газах вредных веществ обусловлено в конечном итоге видом и условиями сгорания топлива. Состав отработавших газов зависит от рода применяемых топлива, присадок и масел, режимов работы двигателя, его технического состояния, условий движения автомобиля и др.

Рециркуляция отработавших газов (EGR — Exhaust Gas Recirculation) повышает эффективность работы двигателя, уменьшает расход топлива, снижает жесткую работу дизельного двигателя. Данную систему используют для того, чтобы снизить токсичность отработавших газов в режиме прогрева и для ускорения двигателя, который при использовании данных режимов будет работать на обогащенной топливной смеси. Какая-то доля отработавших газов попадает в цилиндры, в результате чего снижается максимальная температура горения и уменьшается выброс оксида азота, образующегося при высокой температуре.

					ЮУрГУ – 13.04.03.2018.219.00.00 ПЗ	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

1.Рециркуляция отработавших газов

1.1.Состав отработавших газов дизеля.

Отработавшие газы - основной источник токсичных веществ двигателя внутреннего сгорания. Это неоднородная смесь различных газообразных веществ с разнообразными химическими и физическими свойствами, состоящая из продуктов полного и неполного сгорания топлива, избыточного воздуха, аэрозолей и различных микропримесей (как газообразных, так и в виде жидких и твердых частиц), поступающих из цилиндров двигателя в его выпускную систему. В своем составе они содержат около 300 веществ, большинство из которых токсичны.

Образование токсичных веществ в цилиндре двигателя, прежде всего обусловлено коэффициентом избытка воздуха и, как следствие, температурой реакции горения. Концентрация продуктов неполного сгорания (СО и СН) при обогащении смеси ($\alpha_B < 1$) растет, а концентрация оксидов азота (NO_x) максимальная при высокой температуре и коэффициенте избытка воздуха $\alpha_B = 1,1$. Обеднение смеси ($\alpha_B > 1,2$) приводит к снижению температуры в цилиндре двигателя, вследствие чего концентрация NO_x уменьшается, а концентрация СН растет.

Компоненты, входящие в состав отработавших газов дизеля показаны на рисунке 1.1.

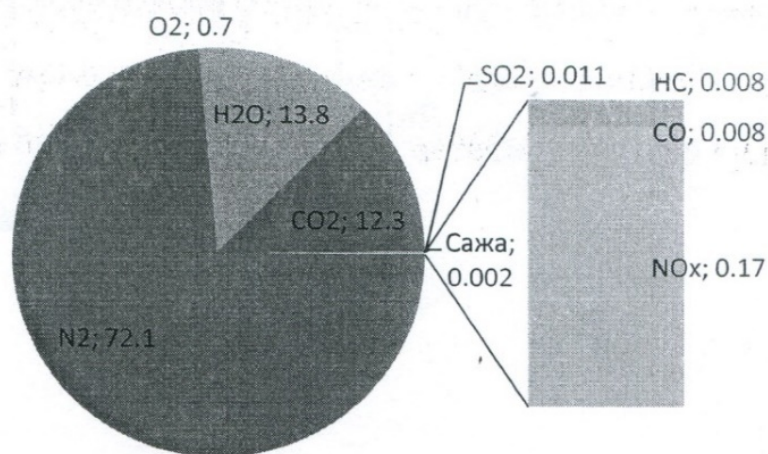


Рис.1.1 Состав отработавших газов дизеля

1.2.Классификация систем рециркуляции ОГ

Рециркуляция отработавших газов - это процесс, при котором часть отработавших газов (ОГ) перепускается из выпускной системы двигателя внутреннего сгорания (ДВС) во впускную. Впервые эта система была применена на дизеле, для снижения образования оксидов азота (NO_x). В последние десятилетия система рециркуляции отработавших газов широко применяется в двигателях с внешним смесеобразованием. В бензиновых двигателях, как правило, рециркулируемые отработавшие газы подаются в область за дроссельной заслонкой. При работе двигателя с рециркуляцией отработавших газов в камере сгорания снижается температура рабочего тела и скорость сгорания топлива. В результате уменьшается количество образовавшегося соединения азота и кислорода.

Систему рециркуляции отработавших газов можно классифицировать следующим образом:

- Внутренняя рециркуляция отработавших газов
- Внешняя рециркуляция отработавших газов:
 - Одноконтурная система:
 - Без охлаждения отработавших газов
 - С охлаждением отработавших газов
 - Многоконтурная система:
 - С охлаждением отработавших газов
 - Комбинированная

Система внутренней рециркуляции отработавших газов

Внутренняя рециркуляция отработавших газов обеспечивается специальной конструкцией механизма газораспределения, которая обладает отдельным приводом впускных и выпускных кулачков и механизмом изменения углового положения распределительных валов относительно их оси. Такой механизм дает возможность закрывать выпускной клапан позже, с целью

					ЮУрГУ – 13.04.03.2018.219.00.00 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

подачи отработавших газов в камеру сгорания из выпускных каналов. Это происходит на такте впуска.

Рассмотрим работу системы внутренней рециркуляции отработавших газов. Указанная система представлена на рисунке 1.2.1.

От электронного блока управления подается выходной сигнал на фазовращатели 3 и 7, которые изменяют угловое положение впускного и выпускного распределительных валов 4 и 8 относительно их оси соответственно. При этом фаза перекрытия клапанов соответствует такому значению, при котором часть отработавших газов через выпускной клапан 9 засасывается обратно в камеру сгорания 10 двигателя на такте впуска. Оставшаяся часть отработавших газов удаляется в окружающую среду через систему выпуска.

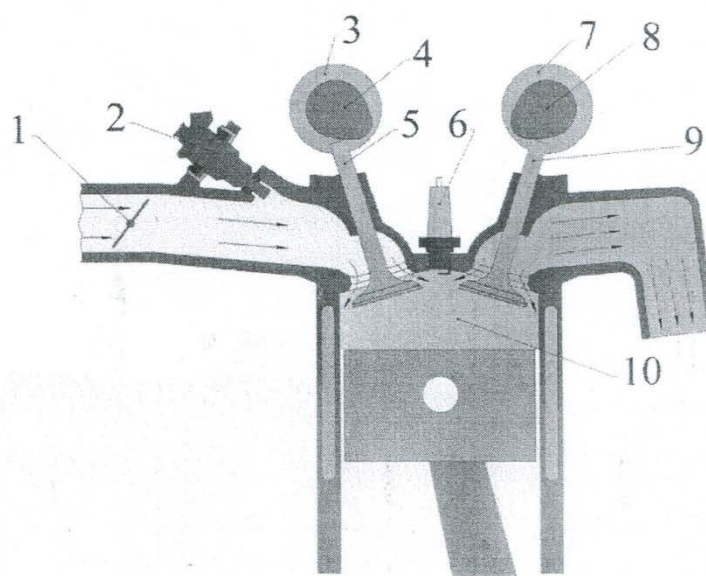


Рис. 1.2.1 – Схема системы внутренней рециркуляции отработавших газов:
1) дроссельная заслонка; 2) топливная форсунка; 3) фазовращатель впускного распределительного вала; 4) впускной распределительный вал; 5) впускной клапан; 6) свеча зажигания; 7) фазовращатель выпускного распределительного вала; 8) выпускной распределительный вал; 9) выпускной клапан; 10) камера сгорания

Достоинства внутренней системы рециркуляции отработавших газов перед внешней заключаются в следующем: ускоренная реакция системы; повышенная равномерность распределения рециркулируемых газов по цилиндрам, большая надежность.

Недостатком систем внутренней рециркуляции ОГ является малая управляемость температурой газа, возвращаемого обратно в цилиндр; сложность измерения количества отработавших газов, засасываемых в камеру сгорания; необходимость использования дорогого механизма газораспределения.

Система внешней рециркуляции отработавших газов

Одноконтурная система рециркуляции без промежуточного охлаждения отработавших газов показана на рисунке 1.2.2.

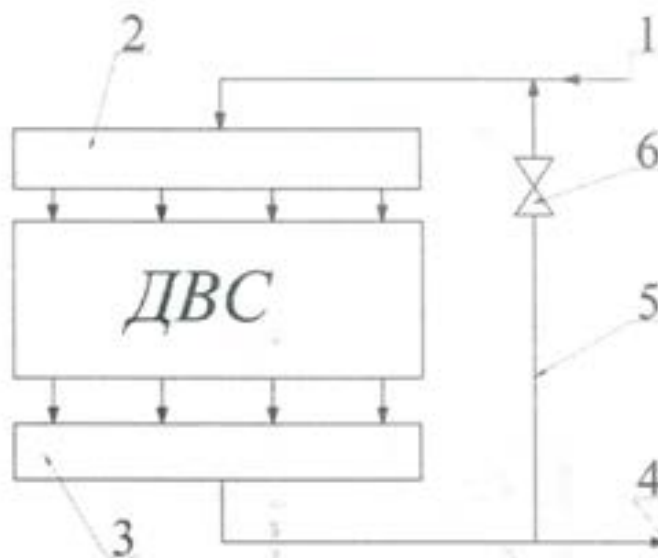


Рис.1.2.2 - Схема одноконтурной системы рециркуляции без промежуточного охлаждения отработавших газов

Из выпускного коллектора 3 отработавшие газы поступают в трубопровод и в выпускную трубу 4, которая может включать в себя устройства снижающие количество вредных веществ в отработавших газах. Далее поток отработавших

газов, в трубопроводе 5, регулируется клапаном 6 и подводится к впускному тракту в область за дроссельную заслонку. Смешивание с топливно-воздушной смесью происходит во впускном коллекторе 2 и внутри цилиндров двигателя. Свежий воздух поступает в двигатель через канал 1 с системой очистки засасываемого воздуха и дроссельной заслонкой.

Указанная выше схема позволяет перепускать до 20% (по массе) отработавших газов во впускную систему. К достоинствам можно отнести простоту конструкции и минимальное количество элементов, содержащихся в системе рециркуляции отработавших газов.

Недостатком является высокая температура рециркулируемых отработавших газов, которая снижает наполняемость цилиндров двигателя.

Одноконтурная система рециркуляции с промежуточным охлаждением отработавших газов показана на рисунок 1.2.3.

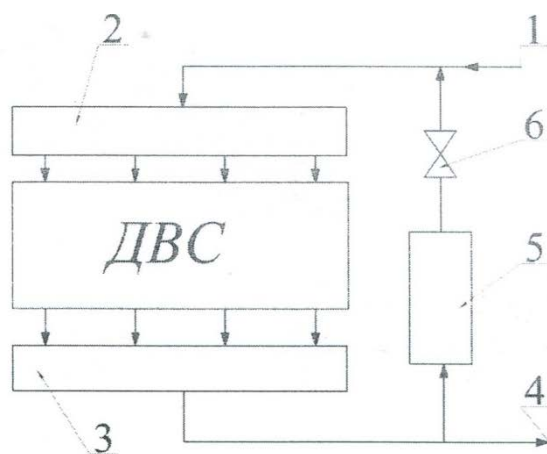


Рис.1.2.3 - Схема одноконтурной системы рециркуляции с промежуточным охлаждением

Из выпускного коллектора 3 отработавшие газы направляются в выпускной тракт 4, при этом часть отработавших газов перетекает в канал рециркуляции отработавших газов и теплообменник 5. Клапаном 6 регулируется поток рециркулируемых, предварительно охлажденных отработавших газов, подаваемых во впускной тракт за дроссельную заслонку. Смешивание с топливовоздушной смесью происходит во впускном коллекторе 2 и внутри цилиндров ДВС. Свежий воздух поступает в двигатель через канал 1.

Достоинства данной конструкции, в сравнении с предыдущей, заключается в повышении коэффициента наполнения цилиндров свежим зарядом, небольшом снижении удельного эффективного расхода топлива (на 1...2 г/кВт·ч).

Как указывалось ранее, газотурбинный наддув улучшает эффективные показатели поршневых двигателей внутреннего сгорания, но при этом увеличиваются: уровень вредных выбросов содержащиеся в отработавших газах; склонность к детонационному сгоранию; температура отработавших газов. Поэтому в бензиновых двигателях с наддувом применяется система рециркуляции отработавших газов.

Одноконтурная (контур низкого давления) система рециркуляции отработавших газов двигателя с газотурбинным наддувом (ГТН) показана на рисунке 1.2.4.

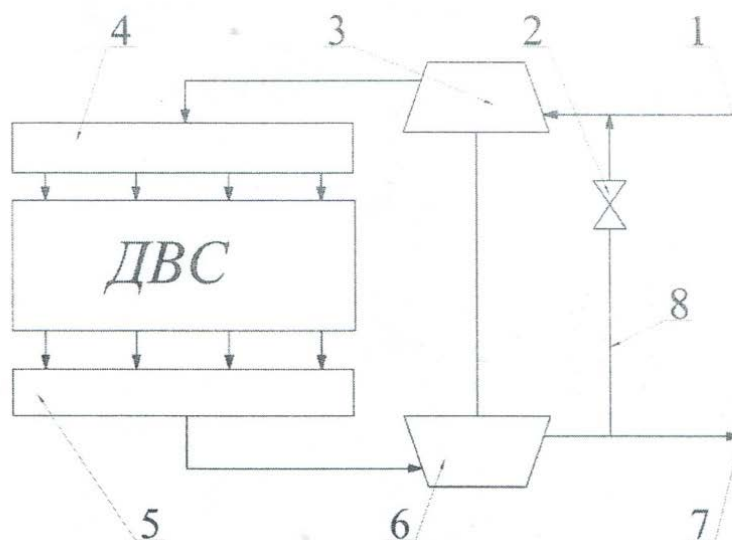


Рис.1.2.4 - Схема системы рециркуляции отработавших газов двигателя с ГТН (контур низкого давления)

Из выпускного коллектора 5 отработавшие газы направляются в турбину 6. Расширившись в турбине 6 отработавшие газы, направляются в выпускной тракт, при этом часть отработавших газов перетекает в канал рециркуляции

отработавших газов 8. Расход рециркулируемых ОГ регулируется клапаном 2. Рециркулируемые отработавшие газы вместе с воздухом поступают в компрессор 3 и к цилиндрам двигателя. Свежий воздух подается в двигатель через канал 1.

К недостаткам относится подогрев рециркулируемых отработавших газов вместе с воздухом при сжатии в компрессоре ГТН.

Одноконтурная (с контуром высокого давления) система рециркуляции отработавших газов двигателя с ГТН показана на рисунке 1.2.5.

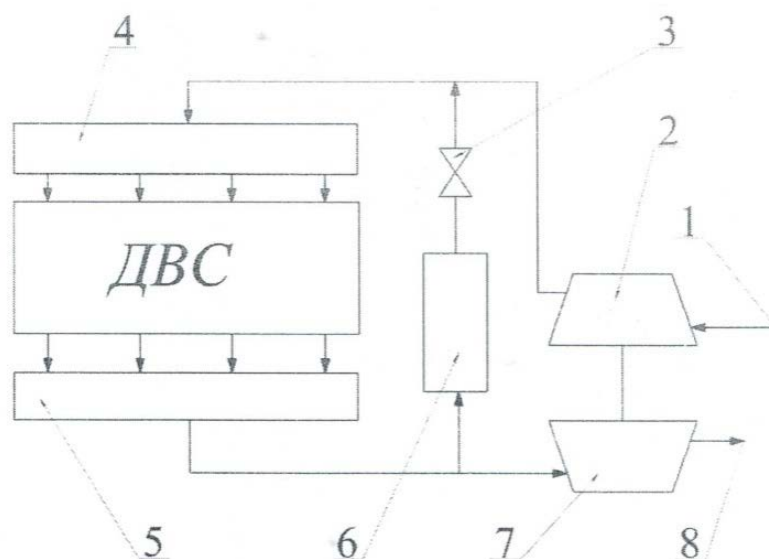


Рис.1.2.5 - Схема системы рециркуляции отработавших газов двигателя с ГТН (контур высокого давления)

Из выпускного коллектора 5 отработавшие газы направляются в контур рециркуляции отработавших газов и турбину 7. Расширившись в турбине 7 отработавшие газы, направляются в выпускной тракт 8. Рециркулируемые отработавшие газы охлаждаются в теплообменнике 6. Расход рециркулируемых отработавших газов регулируется клапаном 2. Смесь из рециркулируемых отработавших газов и воздуха, распределяются во впускном коллекторе 4. и поступают в цилиндры ДВС. Свежий воздух поступает в двигатель через канал 1 и сжимается в компрессоре 2.

Достоинством является высокая управляемость температурой рециркулируемых отработавших газов.

Многоконтурная (комбинированная) система рециркуляции отработавших газов двигателя с ГТН показана на рисунке 1.2.6.

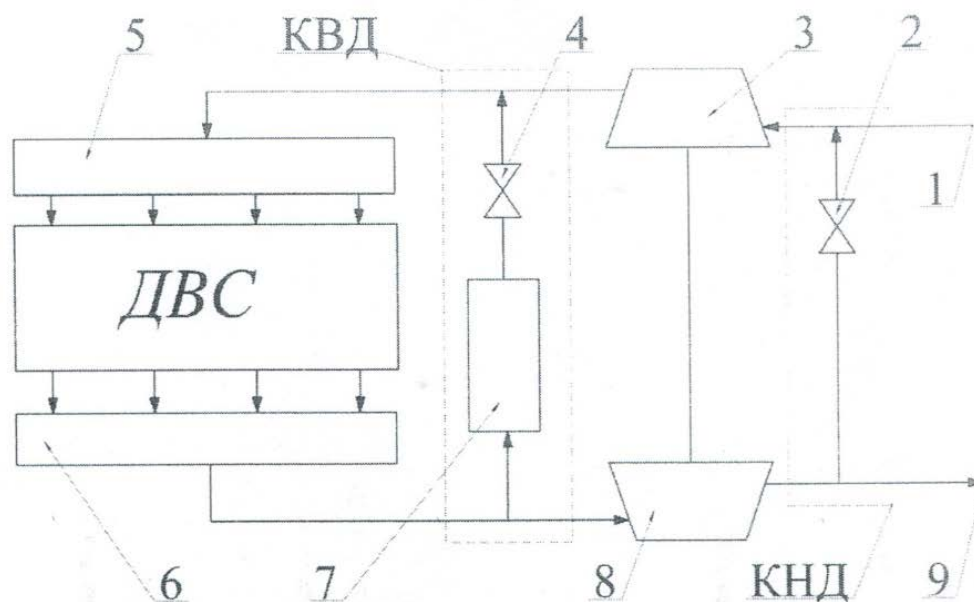


Рис.1.2.6 – Многоконтурная система рециркуляции отработавших газов двигателя с ГТН

Из выпускного коллектора часть отработавших газов поступает в контур рециркуляции отработавших газов высокого давления (КВД). В контуре рециркуляции отработавших газов высокого давления ОГ охлаждаются в теплообменном аппарате, а их количество регулируется клапаном 4. Остальная часть отработавших газов совершает работу в турбине 8. После, отработавшие газы частично поступают в контур рециркуляции отработавших газов низкого давления (КНД) и частично в выпускной тракт 9. В контуре рециркуляции отработавших газов низкого давления ОГ через клапан 2 поступают в систему впуска. Во впускной системе часть рециркулируемых отработавших газов смешивается с воздухом и далее сжимается в компрессоре 3. Во впускном

коллекторе свежий заряд будет включать в себя топливовоздушную смесь и отработавшие газы из контуров низкого и высокого давления.

Контуры рециркуляции отработавших газов низкого и высокого давления (в присутствии теплообменников) могут включать в себя перепускные каналы, которые позволяют подавать часть (или полностью) рециркулируемых ОГ в обход теплообменных аппаратов.

Данная схема позволяет точно регулировать температуру газовой смеси, подаваемой в двигатель. Это способствует сохранению оптимального температурного режима работы каталитического нейтрализатора при различных нагрузках двигателя и ограничению температуры отработавших газов перед турбиной, с целью обеспечения её работоспособности.

Ответственным механизмом системы рециркуляции отработавших газов является клапан. Указанным элементом регулируется расход отработавших газов, проходящих через систему рециркуляции отработавших газов.

Первые конструкции клапана системы рециркуляции отработавших газов имели запирающий конус 4, прикреплённый к диафрагме 3 (рисунок 1.2.7). Положение запирающего конуса зависело от разрежения в полости над диафрагмой. Данная полость сообщалась с диффузором карбюратора.

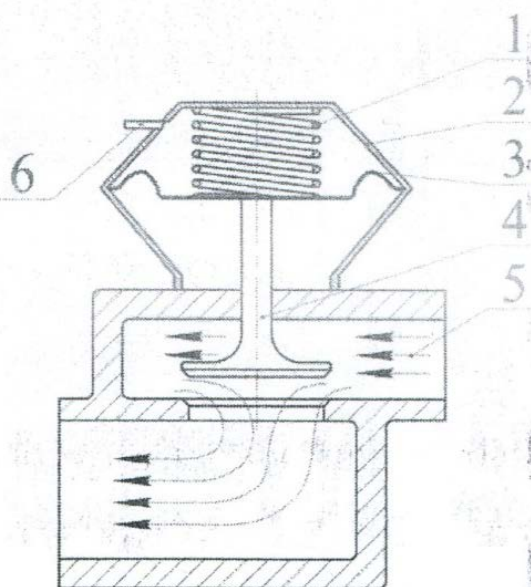


Рис.1.2.7 – Клапан системы рециркуляции отработавших газов с вакуумным управлением:

- 1) возвратная пружина; 2) корпус клапана; 3) диафрагма;
- 4) запирающий конус; 5) поток рециркулируемых отработавших газов; 6) штуцер

К достоинствам можно отнести простоту и дешевизну конструкции. Недостатками являются: потеря подвижности в процессе эксплуатации; непосредственная связь между разрежением во впускном коллекторе и положением запирающего конуса; отсутствие механизма обратной связи для определения фактического положения запирающего конуса и самодиагностики системы.

Бурное развитие электронно-вычислительной техники за последние десятилетия даёт большие возможности управления двигателем. Отсутствие механической связи между чувствительным элементом и исполнительным механизмом обуславливает более точное регулирование рабочих параметров двигателей внутреннего сгорания.

Клапан системы рециркуляции отработавших газов с электронным управлением представлен на рисунке 1.2.8.

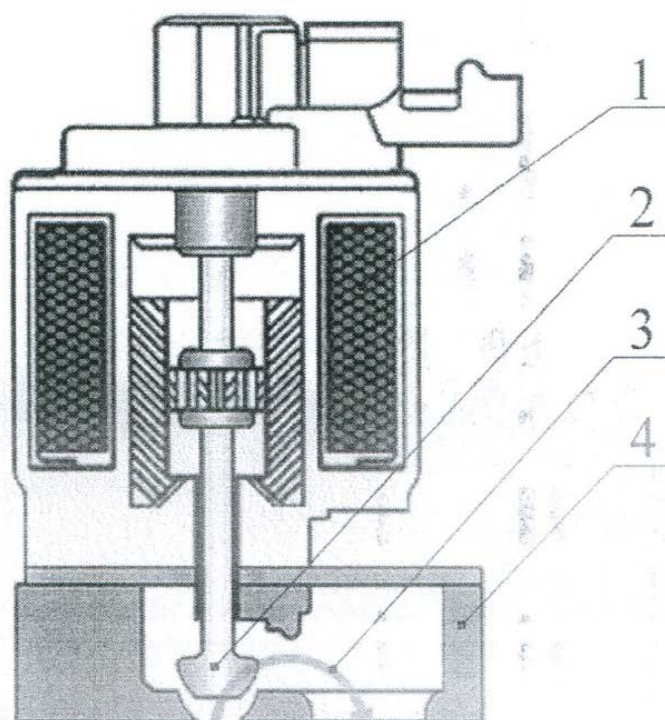


Рис.1.2.8 – Клапан системы рециркуляции отработавших газов с электронным управлением:

- 1) Соленоид; 2) Запирающий конус; 3) Поток рециркулируемых отработавших газов; 4) Конус клапана РОГ

Используя данные, полученные от датчиков двигателя, в электронном блоке управления формируется выходной сигнал. Последний подаётся на обмотку соленоида в виде тока с широтно-импульсной модуляцией. Вокруг обмотки соленоида образуется электромагнитное поле, которое заставляет запирающий конус перемещаться вверх и удерживаться на необходимой высоте от основания. Высота подъема измеряется датчиком положения запирающего клапана. Электронный блок управления корректирует фактическое положение конуса относительно расчетного, изменяя скважность импульса (поднятию запирающего конуса относительно седла, соответствует увеличение ширины импульсов рабочего цикла). Когда соленоид обесточен, запирающий конус перекрывает отверстие, исключая попадание отработавших газов в систему

впуска. Электронное устройство непрерывно контролирует высоту подъема запирающего конуса и корректирует её при необходимости.

Клапан системы рециркуляции отработавших газов с электронным управлением содержит потенциометр, который меняет напряжение, пропорционально положению запирающего клапана. Этот сигнал используется: в качестве обратной связи для управления расходом отработавших газов, подаваемых обратно в цилиндры двигателя; для самодиагностики системы управления двигателем; с целью коррекции топливовоздушной смеси и угла опережения зажигания.

Достоинства приведенной конструкции клапана заключается в следующем: обеспечивается наиболее точное управление потоком рециркулируемых отработавших газов и максимальное быстродействие (приведенное устройство, в несколько раз быстрее, чем конструкции управляемые давлением воздуха в диффузоре); способность к самодиагностике.

Из анализа конструкций клапанов системы рециркуляции отработавших газов можно выявить тенденцию, направленную на улучшение точности дозирования ОГ в топливовоздушную смесь. Это является ключевым фактором в обеспечении стабильности воспламенения топлива при степени рециркуляции отработавших газов от 20 % и выше. На сегодняшний день существуют методы и непосредственно датчики, измеряющие количество отработавших газов в топливовоздушной смеси, улучшая обратную связь системы рециркуляции отработавших газов и способность к её диагностированию.

					ЮУрГУ – 13.04.03.2018.219.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

1.3 Влияние рециркуляции ОГ на показатели рабочего цикла

Основная задача системы — снижение токсичности выхлопа в режимах прогрева и резкого ускорения двигателя, который на данных режимах работает на обогащённой топливной смеси.

Приведенный анализ результатов расчетных исследований влияния степени рециркуляции ОГ на процесс сгорания и показатели рабочего цикла двигателя позволяет сделать следующие выводы.

1) Увеличение содержания ОГ в свежем заряде при сохранении температуры в начале сжатия приводит к замедлению развития процесса сгорания, увеличению угла максимальной скорости сгорания и снижению основных его показателей (максимальных скоростей, температуры и давления сгорания) вследствие пропорционального уменьшения суммарного коэффициента избытка воздуха смеси топлив.

2) При любой степени рециркуляции ОГ наилучшие индикаторные показатели получаются в рабочих циклах, когда максимальная скорость сгорания приходится на угол, при котором достигаются наименьшие тепловые потери.

3) При увеличении степени рециркуляции ОГ и сохранении температуры в начале сжатия индикаторные показатели изменяются в соответствии с соотношением угла максимальной скорости сгорания в данном рабочем цикле и оптимальной его величины.

4) Наилучшие индикаторные показатели достигаются при отсутствии остаточных газов.

5) При увеличении степени рециркуляции ОГ оптимальная температура в начале сжатия, при которой обеспечивается угол максимальной скорости сгорания, увеличивается, при этом максимальное давление сгорания и максимальная скорость его нарастания уменьшается.

2 Разработка математической модели рабочего цикла дизеля с учётом рециркуляции ОГ

На сегодняшний день в мире высокая конкуренция между предприятиями, выпускающими поршневые двигатели внутреннего сгорания, которая вынуждает повышать технический уровень изделий. Улучшение двигателей отчасти связано с совершенствованием рабочих процессов, которое не обходится без математического моделирования последних.

Актуальность проведения таких работ все сильнее возрастает с введением более жестких требований, предъявляемых к выбросам вредных веществ, содержащихся в отработавших газах, топливной экономичности и высокой удельной мощности. Существует ряд устройств, так или иначе влияющих на рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания, одним из таких является система рециркуляции отработавших газов. Предварительная проработка вопросов, полученная расчетным путем, которая связана с совершенствованием рабочих процессов двигателей и учетом вспомогательных систем, позволяет существенно сократить объем дорогостоящих экспериментальных работ. При этом математическое описание рабочего цикла должно обеспечивать адекватное моделирование соответствующих процессов. Чем полнее математическая модель охватывает рассматриваемые физические процессы и корректнее их описывает, тем точнее и надежней может быть получен результат.

В целом задача доводки двигателя до высоких технико-экономических показателей может быть представлена как задача отыскания экстремума функции ряда переменных (показателей), где в качестве функции, например, выступает удельный эффективный расход топлива, а в качестве ряда переменных: угол опережения зажигания; коэффициент избытка воздуха; количество отработавших газов, перепускаемых в систему впуска и пр.

					ЮУрГУ – 13.04.03.2018.219.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		21

2.1 Допущения принятые при построении математической модели

По выводу математической модели рабочего цикла поршневого двигателя внутреннего сгорания существует значительное количество литературных источников [2 - 4, 6, 8, 9, 10, 14, 15]. При реализации настоящей диссертационной работы, были изучены известные модели, проанализированы их особенности и выявлены основные достоинства и недостатки. Из анализа установлено, что большинство известных моделей имеют ряд недостатков.

1. Необходимость использования большого объема экспериментальных данных для задания начальных условий при математическом построении рабочего цикла.

2. Невозможность применения расчетной модели для определения характеристик и показателей двигателя и вспомогательных систем, как единого объекта (в частности двигателя и системы рециркуляции отработавших газов).

При выполнении данной диссертационной работы было получено переработанное математическое описание рабочего процесса, ориентированное на решение задач совместного использования двигателя внутреннего сгорания с внешним 1 смесеобразованием и системы рециркуляции отработавших газов

Наличие дополнительной порции (помимо остаточных газов) отработавших газов в рабочем теле изменяют его физические свойства. Моделируя рабочий цикл двигателя этот фактор должен учитываться.

При построении математической модели синтеза рабочего цикла бензинового двигателя приняты следующие допущения: термодинамическая система однородна, уравнение состояния Менделеева - Клайперона справедливо для действительного цикла, состав и свойства рабочего тела зависят от его температуры [12]. Под рабочим телом понимается смесь, состоящая из топливовоздушной смеси, остаточных газов, которые находятся в цилиндре двигателя, и рециркулируемых отработавших газов.

2.2 Основные уравнения математической модели рабочего цикла с учётом степеней рециркуляции и охлаждения газов

Особенности расчета процесса впуска.

Рассмотрим метод учета различных степени рециркуляции и охлаждения отработавших газов при синтезе рабочего цикла бензинового двигателя.

Разобьем рабочий объём цилиндра на два парциальных объема [11, 12, 13] воздуха $(B)V_B$ и рециркулируемых охлаждаемых отработавших газов (РООГ) $V_{роог}$ рисунок 2.2.1.

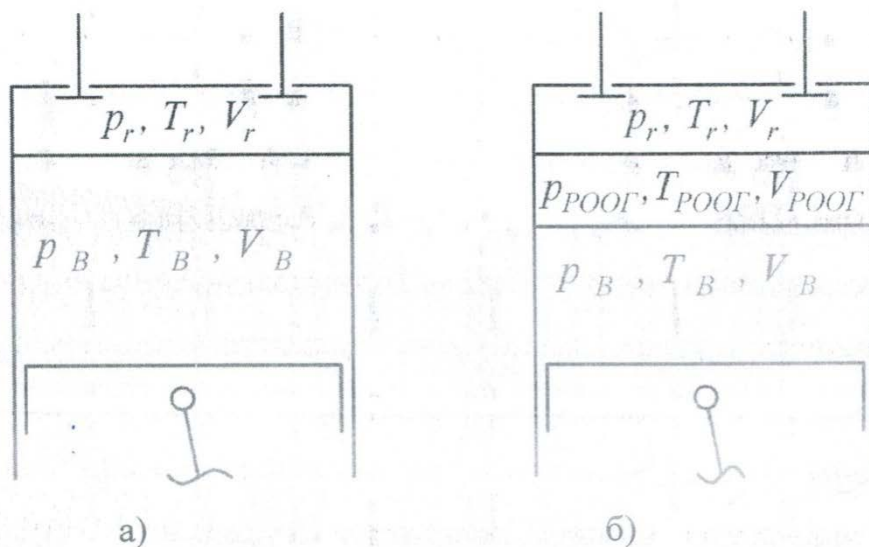


Рис.2.2.1 – Рабочее тело в цилиндре двигателя работающего: а) без РООГ; б) с РООГ

Степень рециркуляции отработавших газов оценивается отношением объема рециркулируемых отработавших газов, содержащихся в рабочем теле, к сумме объемов воздуха и рециркулируемых отработавших газов:

$$k_{роог} = \frac{V_{роог}}{V_B + V_{роог}}, \quad (2.1)$$

где $k_{роог}$ - степень рециркуляции охлаждаемых газов.

Давление в конце впуска и коэффициент наполнения

Уравнения наполнения для четырехтактного двигателя без наддува. Допустить, что процесс смешивания адиабатический, тогда внутренняя энергия после смешивания будет равна сумме внутренних энергий до смешивания.

$$U_a = U_B + U_{\text{роог}} + U_r \quad (2.2)$$

Используя закон Джоуля перепишем уравнение в следующем виде:

$$\mu C_{\vartheta a} \cdot T_a \cdot M_a = \mu C_{\vartheta B} \cdot (T_B + \Delta T_1) \cdot M_B + \mu C_{\vartheta \text{роог}} \cdot (T_{\text{роог}} + \Delta T_2) \cdot M_{\text{роог}} + \mu C_{\vartheta r} \cdot T_r \cdot M_r \quad (2.3)$$

где $\mu C_{\vartheta a}$, T_a , M_a - соответственно мольная теплоемкость, температура и число молей рабочего тела в конце такта впуска;

$\mu C_{\text{уб}}$, $(T_B, +)$, M_B - соответственно мольная теплоемкость, температура с учетом теплообмена со стенками и число молей воздуха, содержащейся в рабочем теле;

μC – соответственно мольная теплоемкость температура с учетом теплообмена со стенками и число молей рециркулируемых охлаждаемых отработавших газов, содержащейся в рабочем теле;

μC – соответственно мольная теплоемкость, температура и число статочных газов.

Мольная теплоемкость топливовоздушной смеси мало, чем отличается от теплоемкости отработавших газов [2, 16]. Поэтому можно сделать допущение, что:

$$\mu C_{\vartheta a} = \mu C_{\vartheta b} = \mu C_{\vartheta \text{роог}} = \mu C_{\vartheta} \quad (2.4)$$

Уравнения (2.3) с учетом (2.4) можно записать:

$$T_a * M_a = (T_B + T_1) * M_B + (T_{\text{роог}} + T_2) * M_{\text{роог}} + T_r * M_r \quad (2.5)$$

Согласно уравнению Менделеева:

$$P * V = M * R * T \quad (2.6)$$

Выразим число молей через параметры состояния газов $M = \frac{p \cdot V}{R \cdot T}$

$$\frac{P_a \cdot V_a}{R} = \frac{(T_B + T_1) \cdot P_B \cdot V_B}{R + T_8} + \frac{(T_{\text{поог}} \cdot V_{\text{поог}})}{R \cdot T_{\text{поог}}} + \frac{P_r \cdot V_r}{R} \quad (2.7)$$

Учитывая, что $V_h \cdot \eta = V_B + V_{\text{поог}}$, преобразуем (2.7) в следующий вид:

$$\eta_V = \frac{P_a \cdot V_a - P_r \cdot V_r}{V_h \cdot \left[\frac{(T_B + \Delta T_1) \cdot P_B \cdot (1 - k_{\text{поог}})}{T_B} + \frac{(T_{\text{поог}} + \Delta T_2) \cdot P_{\text{поог}} \cdot k_{\text{поог}}}{T_{\text{поог}}} \right]} \quad (2.8)$$

Чтобы найти давление конца такта впуска, решаем уравнение (2.8) относительно P_a . Тогда:

$$P_a = \frac{(\varepsilon - 1) \cdot \eta_v}{\varepsilon} \cdot \left[\frac{(T_B + \Delta T_1) \cdot P_B \cdot (1 - k_{\text{поог}})}{T_B} + \frac{(T_{\text{поог}} + \Delta T_2) \cdot P_{\text{поог}} \cdot k_{\text{поог}}}{T_{\text{поог}}} \right] + \frac{P_r}{\varepsilon}, \quad (2.9)$$

где P_a - давление в конце такта впуска;

P_B - давление воздуха;

$P_{\text{поог}}$ - давление рециркулируемых газов;

P_r - давление остаточных газов;

ε - степень сжатия.

Коэффициент остаточных газов

Коэффициент остаточных газов это отношение числа молей остаточных газов к суммарному числу молей топливовоздушной смеси и рециркулируемых отработавших газов, находящихся в рабочем теле. Учитывая это, коэффициент остаточных газов определится как:

$$\gamma = \frac{M_r}{M_B + M_{\text{поог}}} \quad (2.10)$$

Используя уравнение состояния газов Менделеева, определим числитель (2.13) и знаменатель (2.12) формулы (2.11):

$$M_B + M_{\text{поог}} = \frac{P_B \cdot V_B}{R \cdot T_B} + \frac{P_{\text{поог}} \cdot V_{\text{поог}}}{R \cdot T_{\text{поог}}} \quad (2.11)$$

Учитывая, что $V_B = (1 - K_{\text{роог}}) \cdot V_h \cdot \eta_v$ и $V_{\text{роог}} = k_{\text{роог}} \cdot V_h \cdot \eta_v$ равенство (2.11) можно переписать следующим образом:

$$M_B + M_{\text{роог}} = \frac{\eta_v \cdot V_h}{R} \cdot \left(\frac{P_B \cdot (1 - k_{\text{роог}})}{T_B} + \frac{P_{\text{роог}} \cdot k_{\text{роог}}}{T_{\text{роог}}} \right). \quad (2.12)$$

Согласно уравнению Менделеева число молей остаточных газов:

$$M_r = \frac{p_r \cdot V_r}{R \cdot T_r}, \quad (2.13)$$

где V_r – объем остаточных газов.

Допустим, что объем остаточных газов равен объему камеры сгорания $V_r = V_c$ [2].

После подстановки, с учётом допущения, формул (2.12) и (2.13) в (2.10) получим:

$$\gamma = \frac{P_r \cdot T_B \cdot T_{\text{роог}}}{\eta_v \cdot (\varepsilon - 1) \cdot (T_r \cdot T_{\text{роог}} \cdot P_B \cdot (1 - k_{\text{роог}}) + T_r \cdot T_B \cdot P_{\text{роог}} \cdot k_{\text{роог}})} \quad (2.14)$$

Температура в конце такта впуска

Уравнение теплового баланса для топливовоздушной смеси и рециркулируемых охлаждаемых отработавших газов, смешанных с остаточными газами и с учетом подогрева РООГ и ТВС от горячих поверхностей впускного тракта и цилиндропоршневой группы выглядит так:

$$\Delta U_B + \Delta U_{\text{роог}} = \Delta U_r + \Delta Q_B + \Delta Q_{\text{роог}} \quad (2.15)$$

Где $\Delta U_B, \Delta U_{\text{роог}}$ - изменение внутренней энергии топливовоздушной смеси и рециркулируемых газов соответственно;

ΔU_r - изменение внутренней энергии остаточных газов;

$\Delta Q_B, \Delta Q_{\text{роог}}$ - теплота подогрева (охлаждения) топливовоздушной смеси и рециркулируемых охлаждаемых отработавших газов от горячих поверхностей системы впуска и цилиндропоршневой группы.

Согласно закону Джоуля перепишем уравнение (2.15) следующим образом:

$$\mu C_{VB} \cdot (T_a - T_B) \cdot M_B + \mu C_{V\text{роог}} \cdot (T_a - T_{\text{роог}}) \cdot M_{\text{роог}} = \mu C_{Vr} \cdot (T_r - T_a) \cdot M_r + \mu C_{VB} \cdot \Delta T_1 \cdot M_B + \mu C_{V\text{роог}} \cdot \Delta T_2 \cdot M_{\text{роог}} \quad (2.16)$$

Перепишем уравнение (2.16) с учетом (2.5), получим:

$$(T_a - T_B) \cdot M_B + (T_a - T_{\text{роог}}) \cdot M_{\text{роог}} = (T_r - T_a) \cdot M_r + \Delta T_1 \cdot M_B + \Delta T_2 \cdot M_{\text{роог}} \quad (2.17)$$

Решим уравнение (2.17) относительно T_a :

$$T_a = \frac{T_r \cdot \gamma + (T_B + \Delta T_1) \cdot K_1 + (T_{\text{роог}} + \Delta T_2) \cdot K_2}{1 + \gamma} \quad (2.18)$$

$$\text{где, } K_1 = \frac{P_{\text{роог}} \cdot (1 - k_{\text{роог}}) \cdot T_{\text{роог}}}{P_B \cdot (1 - k_{\text{роог}}) \cdot T_{\text{роог}} + P_{\text{роог}} \cdot k_{\text{роог}} \cdot T_B}$$

$$K_2 = \frac{P_{\text{роог}} \cdot k_{\text{роог}} \cdot T_B}{P_B \cdot (1 - k_{\text{роог}}) \cdot T_{\text{роог}} + P_{\text{роог}} \cdot k_{\text{роог}} \cdot T_B}$$

Процесс сжатия

Процесс сжатия считается политропным:

$$p_y = p_a \cdot \left(\frac{v_a}{v_y} \right)^{n_1} \quad (2.19)$$

$$T_y = T_a \cdot \left(\frac{v_a}{v_y} \right)^{n_1 - 1} \quad (2.20)$$

где n_1 - средний показатель политропы сжатия;

v_a, v_y - удельные объемы в начале и конце процесса сжатия соответственно

T_a, T_y - температура в начале и конце процесса сжатия;

p_a, p_y - давление в начале и конце процесса сжатия.

Нахождение удельного объема в начале сжатия будет рассмотрено ниже.

Для расчета текущего состояния рабочего тела используется системой уравнений из [2,17].

Особенности расчета процесса сгорания

Процесс сгорания оказывает существенное влияние на показатели технического уровня двигателя и является трудоёмкой частью синтеза рабочего цикла двигателя. В указанный период рабочего процесса происходит выделение теплоты из скрытой химической энергии топлива, сопровождающееся интенсивным изменением состояния и свойств рабочего тела. Динамика такого изменения большей частью определяется функцией выгорания топлива $x = \phi(\varphi)$. Поэтому уравнение выгорания топлива должно отвечать современным требованиям моделирования рабочих процессов двигателей с внешним смесеобразованием.

Анализ литературных источников свидетельствует, что для синтеза рабочего цикла бензинового двигателя справедливо использование формул с экспоненциальной и тригонометрической зависимостями [1, 5, 6, 7, 8, 16]. В данной работе выгорание топлива описывалось уравнением И.И. Вибе [2]:

$$x = 1 - e^{-6,908 * \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}}, \quad (2.21)$$

где x - доля выгоревшего топлива;

φ, φ_z - текущий момент и продолжительность процесса сгорания соответственно (град. ПКВ),

m - показатель характера сгорания.

Согласно (2.20) процесс сгорания характеризуется двумя кинетическими константами (продолжительностью сгорания и показателем характера сгорания), имеющими определенный физический смысл (рисунок 2.2). Так, продолжительность сгорания φ_z определяет временной интервал для практического завершения процесса сгорания. По значению φ_z можно оценить среднюю скорость сгорания. Показатель характера сгорания однозначно определяет: отвлеченное время (φ_m/φ_z) процесса сгорания, при котором скорость сгорания имеет максимум; долю топлива, сгоревшую к моменту наибольшей скорости сгорания X_m .

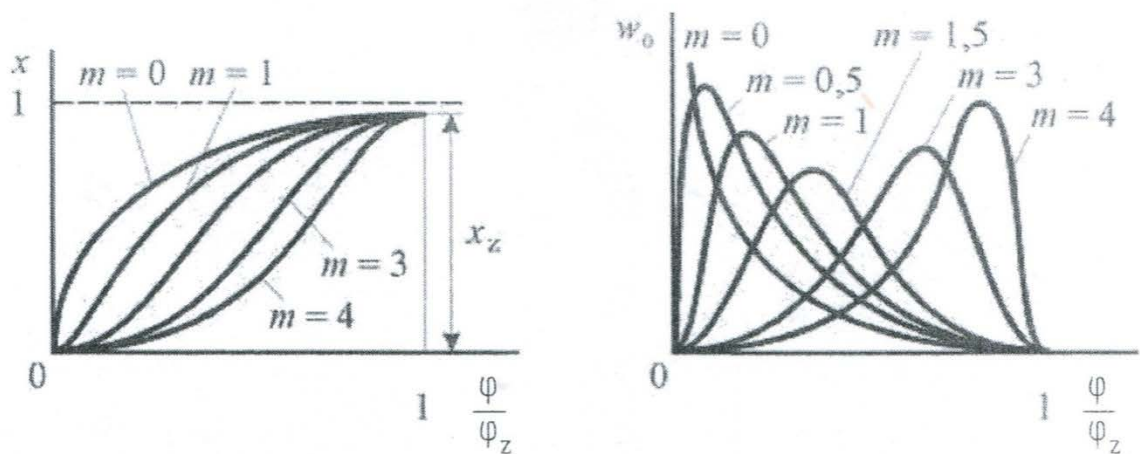


Рис.2.2 - Зависимости уравнений
выгорания и отвлеченной скорости сгорания

Отнесем использованную теплоту сгорания к 1 кг рабочего тела:

$$q = \frac{Q}{G_{PT}} = \frac{\xi \cdot H_u \cdot G_{TЦ}}{G_{PT}} \cdot x, \quad (2.22)$$

где H_u - теплотворность топлива в МДж/кг;

$G_{TЦ}$ - цикловая подача топлива в кг;

G_{PT} - масса рабочего тела приходящая на один кг сжигаемого топлива;
коэффициент эффективности сгорания [6].

Коэффициент эффективности сгорания, определяется как:

$$\xi = \delta \cdot \psi, \quad (2.23)$$

где δ - коэффициент выделения теплоты; ψ - коэффициент использования
теплоты.

Для случая с $a > 1$ коэффициент выделения теплоты $\delta = 1$.

Массу рабочего тела, приходящуюся на 1 кг топлива можно определить:

$$G_{PT} = (G_B + G_{роог} + G_r) \cdot G_{TЦ}, \quad (2.24)$$

где G_B - масса воздуха, приходящегося на кг сжигаемого топлива;

$G_{роог}$ - масса рециркулируемых газов, отнесенная к кг сжигаемого
топлива; G_r - масса остаточных газов в расчете на кг топлива.

Используя понятие коэффициента остаточных газов, уравнение (2.24)
запишем:

$$G_{PT} = (1 + \gamma) \cdot (G_B + G_{\text{роог}}) \cdot G_{\text{ТЦ}}, \quad (2.25)$$

$$G_B = \alpha \cdot L'_0, \quad (2.26)$$

Масса воздуха, приходящегося на кг сжигаемого топлива:

Где L'_0 - теоретически необходимая масса воздуха для сжигания одного кг топлива;

α - коэффициент избытка воздуха.

Массы топливовоздушной смеси и рециркулируемых отработавших газов определяются:

$$G''_B = \rho_B \cdot V_B \quad (2.27)$$

и

$$G''_{\text{роог}} = \rho_{\text{роог}} \cdot V_{\text{роог}}, \quad (2.28)$$

где $\rho_{\text{ТВС}}$ - плотность топливовоздушной смеси;

$\rho_{\text{роог}}$ - плотность рециркулируемых газов.

Теоретически необходимая масса воздуха для сжигания 1 кг топлива находится:

$$L'_0 = \frac{\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O}{0,232} \quad (2.29)$$

где, С, Н, О - доли углерода, водорода и кислорода содержащиеся в топливе.

Плотность можно найти по зависимости $\rho = \frac{p}{R_T \cdot T}$, где p - давление,

R_T - индивидуальная газовая постоянная, T - температура.

Допустим, что $\frac{G_{\text{ТВС}}}{G_{\text{ТВС}}} = \frac{G_{\text{роог}}}{G_{\text{роог}}}$. С учётом допущения и (2.24), (2.25), (2.26),

после ряда преобразований, уравнение (2.22) приводим к виду:

$$q = \frac{\xi \cdot H_u}{(1 + \gamma) \cdot (\alpha \cdot L'_0) \cdot (1 + K_3)} \cdot x, \quad (2.30)$$

где $K_3 = \frac{K_{\text{роог}}}{1 - K_{\text{роог}}} * \frac{R_{\text{роог}} * R_{\text{ТВС}} * T_{\text{ТВС}}}{R_{\text{ТВС}} * R_{\text{роог}} * T_{\text{роог}}}$, R_B и $R_{\text{роог}}$ - газовые постоянные для

воздуха и рециркулируемых отработавших газов.

					ЮУрГУ – 13.04.03.2018.219.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		30

Индивидуальная газовая постоянная для воздуха:

$$R_B = \frac{R}{\mu_B} \quad (2.31)$$

где μ_B – молекулярная масса воздуха; $R = 8314$ Дж/(кг·К) – универсальная газовая постоянная.

Вычислить индивидуально газовую постоянную для рециркулируемых отработавших газов можно по следующей зависимости:

$$R_{поог} = \frac{R}{\mu_{ор}}, \quad (2.32)$$

Где $\mu_{ор}$ – молекулярная масса отработавших газов.

Для зависимости (2.31) выполняются следующие условия:

1. При $K_{поог} = 0$ удельная теплота имеет максимальное значение (при условии, что остальные параметры неизменны). Это объясняется тем, что в рабочем теле присутствует максимальное количество топливовоздушной смеси.
2. В случае, когда степень рециркуляции отработавших газов стремится к 1, удельная теплота - к 0 МДж/кг, т.к. заряд, поступающий на такте впуска, состоит из рециркулируемых отработавших газов.

Удельный объем

По определению удельный объем - величина, представляющая собой отношение объема системы к заключенной в ней массе.

$$v_a = \frac{V_a}{G_a}, \quad (2.33)$$

где v_a - удельный объем рабочего тела в начале такта сжатия;

V_a - объем рабочего тела в начале такта сжатия;

G_a - масса рабочего тела в начале такта сжатия.

Воспользуемся уравнением Менделеева и формулой для расчета коэффициента остаточных газов.

$$V_a = \frac{R * (M_B + M_{\text{поог}}) * (1 + \gamma) * T_a}{P_a}, \quad (2.34)$$

Где M_B ; $M_{\text{поог}}$ – число молей воздуха и рециркулируемых отработавших газов;

V_a , T_a , P_a – соответственно объем, температура и давление рабочего тела в начале процесса сжатия.

$$M_B + M_{\text{поог}} = \left(\frac{a * L_0}{\mu_B} \right) * (1 + K_4), \quad (2.35)$$

Где $K_4 = \frac{K_{\text{поог}}}{1 - K_{\text{поог}}} * \frac{P_{\text{поог}} * T_B}{P_B * T_{\text{поог}}}$.

Масса рабочего тела в начале такта сжатия определяется как:

$$G_a = (1 + \gamma) * (G_B + G_{\text{поог}}). \quad (2.36)$$

С учётом ранее сделанных допущений, формулу (2.36) приведём к виду:

$$G_a = (1 + \gamma) * (a * L_0) * (1 + K_3), \quad (2.37)$$

где G_a – масса рабочего тела в начале процесса сжатия.

Используя (2.35), (2.36) и (2.37) преобразуем уравнение (2.34) в следующий вид:

$$V_a = R * \frac{T_a}{P_a} * \left[\frac{\left(\frac{a * L_0}{\mu_B} \right) * (1 + K_4)}{(a * L_0) * (1 + K_3)} \right] \quad (2.38)$$

Коэффициент молекулярного изменения

Коэффициент молекулярного изменения это есть отношение числа молей топливовоздушной смеси и рециркулируемых охлажденных отработавших газов в конце сгорания к количеству молей ТВС и РООГ в начале сгорания:

$$\beta_0 = \frac{M_{\text{пр.сг.}}}{M_B + M_{\text{роог}}} = \frac{M_B + M_{\text{роог}} + \Delta M}{M_B + M_{\text{роог}}} = 1 + \frac{\Delta M}{M_B + M_{\text{роог}}}, \quad (2.39)$$

где $M_{\text{пр.сг.}}$ - число молей продуктов сгорания;

M_B - число молей воздуха;

$M_{\text{роог}}$ - число молей рециркулируемых отработавших газов;

ΔM - изменение суммарного числа молей топливовоздушной смеси и рециркулируемых охлажденных отработавших газов после сгорания.

Тогда:

$$\Delta M = M_{\text{пр.сг.}} - (M_B + M_{\text{роог}}). \quad (2.40)$$

По причине того, что в процессе сгорания отработавшие газы не вступают в химическую реакцию, а являются только лишь «аккумулятором» тепловой энергии и стабилизирующим звеном в цепной реакции горения, можно предположить, что изменение количества их молей не происходит. В силу этого, число молей продуктов сгорания разобьем на две составляющие: $M_{\text{сг.ч.}}$ - количество молей сгоревшей топливовоздушной смеси; $M_{\text{роог}}$ - число молей рециркулируемых отработавших газов. Тогда:

$$M_{\text{пр.сг.}} = M_{\text{сг.ч.}} + M_{\text{роог}} \quad (2.41)$$

Подставим (2.41) в (2.40), таким образом, получаем:

$$\Delta M = M_{\text{сг.ч.}} + M_{\text{роог}} - M_B - M_{\text{роог}} = M_{\text{сг.ч.}} - M_B. \quad (2.42)$$

Число молей сгоревшей топливовоздушной смеси найдем на основе реакций окисления водорода и углерода. Методика определения числа молей рабочего тела после сгорания хорошо изложена в [6]. Изменение числа молей

для бензинового двигателя, работающего на смеси с коэффициентом избытка воздуха равно:

$$\text{для } a \geq 1 \quad \Delta M = \frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_r}; \quad (2.43)$$

где, С – доля углерода, содержащаяся в топливе; О – доля кислорода, содержащаяся в топливе; а – коэффициент избытка воздуха; L₀ – теоретически необходимое количество (в молях) воздуха для сжигания одного кг топлива:

$$L_0 = \frac{\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32}}{0,21}.$$

Число молей для топливоздушнoй смеси находится по следующему уравнению:

$$M_B = a \cdot L_0. \quad (2.44)$$

Теперь с учётом М, (2.39) и (2.44) максимальное значение коэффициента молекулярного изменения:

Для $a \geq 1$

$$\beta_{0max} = 1 + \frac{\frac{H}{4} + \frac{O}{32} - \frac{1}{\mu_r}}{(a * L_0) * (1 + K_4)}; \quad (2.45)$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения это отношение числа молей рабочего тела после сгорания к числу молей рабочего тела до сгорания:

$$\beta_{max} = \frac{M_B + M_{\text{поог}} + M + M_r}{M_B + M_{\text{поог}} + M_r}. \quad (2.46)$$

С учетом (2.10) и (2.42) перепишем β_{max} в следующем виде:

$$\beta_{max} = \frac{\beta_{0max} + \gamma}{1 + \gamma}. \quad (2.47)$$

Текущее значение действительного коэффициента молекулярного изменения:

					ЮУрГУ – 13.04.03.2018.219.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		34

$$\beta = 1 + (B_{max} - 1) \cdot x. \quad (2.48)$$

Расчет давления в процессе сгорания

Давление рабочего тела рассчитывается пошагово по зависимости А.Н.

Лаврика:

$$p_2 = \frac{\beta_2}{\beta_1} * \left(\frac{p_1 * q_z * (k_{cp} - 1) * \mu_{cp} * x}{0,008314 * T_1} + p_1 \right) * \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{k_{cp}}, \quad (2.49)$$

где, $\mu_{cp} = \frac{\mu_2 + \mu_1}{2}$ - среднее значение молекулярной массы рабочего тела

на расчетном участке;

$k_{cp} = \frac{k_2 + k_1}{2}$ - среднее значение отношения теплоемкостей на расчетном

участке;

Δx - разница долей выгоревшего топлива к концу и началу расчетного участка;

p_1 и p_2 - давление в начале и конце расчетного участка;

β_1 и β_2 — коэффициент молекулярного изменения в начале и конце расчетного участка;

v_1 и v_2 - удельный объем в начале и конце расчетного участка;

q_z - общая используемая теплота за процесс сгорания, рассчитывается по формуле, при $x=1$.

Среднее значение отношения теплоемкостей рабочего тела рассчитывалось по уравнению:

$$\text{При } a \geq 1 \quad k = 1,259 + (76,7 + 0,6 * x) * \frac{1}{T} - \left(0,012 + \frac{0,03}{a} \right) * x. \quad (2.50)$$

Для нахождения текущей молекулярной массы в процессе сгорания топлива воспользуемся формулой $\mu = \frac{\mu_{PT}}{\beta}$.

Для расчета кажущейся молекулярной массы рабочего тела в конце процесса сжатия воспользуемся следующей зависимостью [8]:

$$\mu_{PT} = \frac{0,008314 * T_y}{P_y * V_y} \quad (2.51)$$

Температура РТ в процессе сгорания

Расчет текущей температуры рабочего тела ведется параллельно текущему давлению РТ по следующей зависимости [8]:

$$T_1 = \frac{p_1 * v_1 * \mu_{РТ}}{0,008314 * \beta_1}, \quad (2.52)$$

Где p_1 , v_1 , $\mu_{РТ}$, β_1 - соответственно давление, удельный объем, коэффициент молекулярного изменения и кажущаяся молекулярная масса рабочего тела в начале расчетного участка.

Давление (2.49), температура (2.52) и отношение теплоёмкостей рабочего тела определялись в виде системы уравнения с последовательными приближениями по температуре в конце расчетного участка.

Процесс расширения

Процесс расширения также как и процесс сжатия считается политропным и вычисляется по соответствующим зависимостям [8, 16]:

$$p_b = p_z * \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n_2} \quad (2.53)$$

$$T_b = T_z * \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n_2-1} \quad (2.54)$$

где n_2 - средний показатель политропы расширения; v_z и v_b - удельные объемы в начале процесса расширения и в конце процесса расширения соответственно; T_z - температура в начале процесса расширения; p_z - давление в начале процесса расширения.

3 Расчетно-теоретическое исследование рабочего цикла при рециркуляции ОГ

3.1 Проработка системы рециркуляции отработавших газов для двигателя 4ЧН15/20,5

Система рециркуляции отработавших газов оказывает влияние на рабочий цикл двигателя внутреннего сгорания. Предварительная проработка вопросов, полученная расчетным путем, позволяет существенно сократить объем дорогостоящих экспериментальных работ и выявить диапазон оптимальных параметров систем двигателя. Одними из важных являются угол опережения впрыска топлива, степень рециркуляции отработавших газов, коэффициент избытка воздуха и т.п.

Ввиду сложности современных систем рециркуляции отработавших газов целесообразно разработать процессы её работы, в зависимости от изменяющихся условий функционирования двигателя.

В данной работе использовалась одноконтурная не охлаждаемая система рециркуляции отработавших газов. Эскизная проработка системы рециркуляции отработавших газов для дизеля Д-180 приведена на рис.3.1.

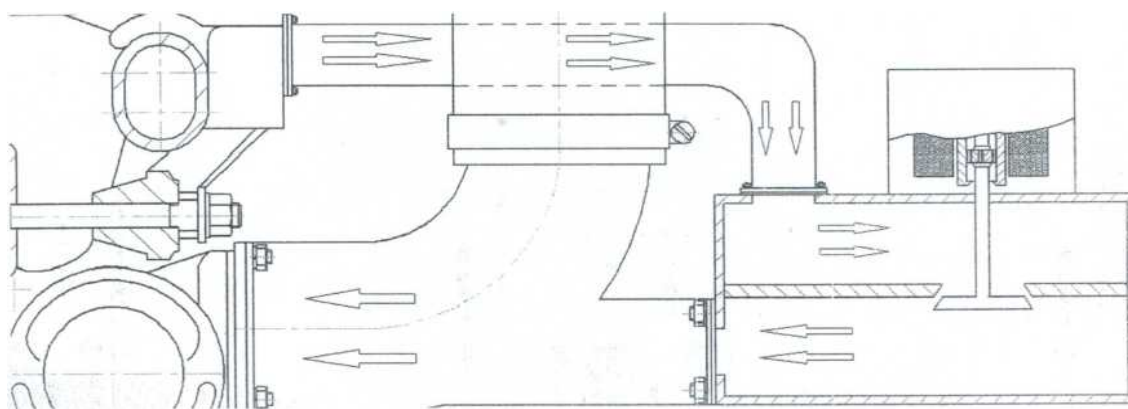


Рис. 3.1

Запуск и прогрев двигателя

При запуске двигателя клапан системы рециркуляции отработавших газов частично открыт. Объясняется это следующим, наличие дополнительной порции горячих отработавших газов в камере сгорания двигателя интенсифицирует процесс испарения распыленного топлива. Это способствует снижению периода задержки самовоспламенения топлива и повышению полноты сгорания топлива.

Работа прогретого двигателя

При работе двигателя клапан системы рециркуляции отработавших газов может занимать любое положение, от полностью закрытого до полного открытия. Изменение степени рециркуляции отработавших газов будет приведено на примере теоретического расчета внешней скоростной и нагрузочной характеристик в п. 3.2 и 3.3.

Остановка двигателя

При остановке двигателя клапан системы рециркуляции отработавших газов закрыт. После остановки двигателя клапан системы рециркуляции отработавших газов перемещается 6 раз от положения полного закрытия к полному открытию. Таким образом происходит очистка штока клапана от сажи и твердых частиц, попавших с отработавшими газами двигателя. После очистки клапана система рециркуляции отработавших газов отключается.

					ЮУрГУ – 13.04.03.2018.219.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

3.2 Расчет теплообменного аппарата

Взяв за основу схему с контуром низкого давления, было применено решение включить в контур теплообменный аппарат, стоящий до перепускного клапана, и эжектор после колеса компрессора.

Эжектор - устройство, в котором происходит передача кинетической энергии от одной среды, движущейся с большей скоростью, к другой. Эжектор, создаёт в сужающемся сечении пониженное давление одной среды, что вызывает подсос в поток другой среды, которая затем уносится и удаляется от места всасывания энергией первой среды.

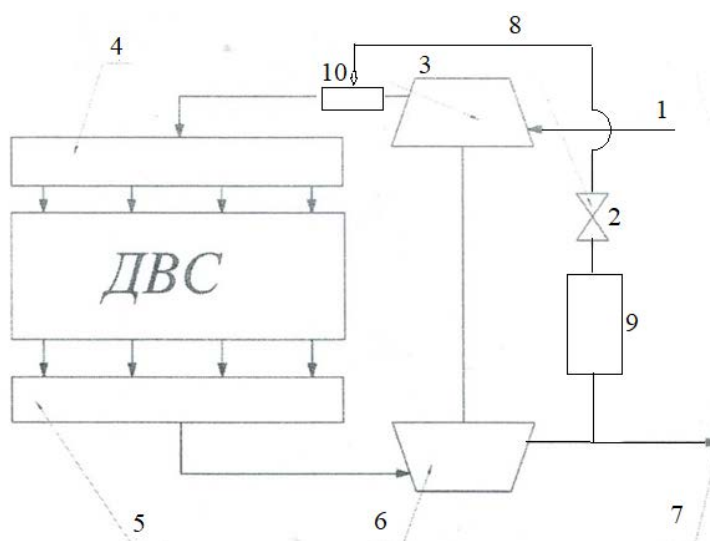


Рис. 3.2.1 – Схема системы рециркуляции отработавших газов двигателя с ГТН (контур высокого давления) с применением теплообменного аппарата и эжектора

Из выпускного коллектора 5 отработавшие газы направляются в турбину 6. Расширившись в турбине, отработавшие газы направляются в выпускной тракт 7, при этом часть отработавших газов перетекает в канал рециркуляции отработавших газов 8, содержащий теплообменный аппарат 9 и эжекторное устройство 10. Расход рециркулируемых отработавших газов регулируется клапаном 2. Рециркулируемые отработавшие газы поступают после колеса

компрессора 3 через эжекционное устройство 10 во впускной коллектор 4. Свежий заряд воздуха подаётся в двигатель через канал 1.

По такой схеме рециркуляции отработавших газов достигается снижение NO_x до 80%. На режимах малых нагрузок наблюдается снижение удельного эффективного расхода топлива до 8%.

По данным теплового баланса: количество теплоты, отводимой от отработавших газов к охлаждающему воздуху $Q_{\text{в}} = Q_{\text{ог}} = 184520$ Дж/кг; средняя теплоёмкость воздуха $C_{\text{возд}} = 1005$ Дж/кг · К.

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{T_{\text{возд.вх}} + (T_{\text{возд.вх}} + \Delta T_{\text{возд}})}{2} \quad (3.1)$$

где $T_{\text{возд.вх}} = 313$ К – расчетная температура воздуха перед радиатором

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{313 + (313 + 28)}{2} = 327 \text{ К}$$

Средняя температура отработавших газов в радиаторе:

$$T_{\text{ср.ог}} = \frac{T_{\text{ог.вх}} + (T_{\text{ог.вх}} - \Delta T_{\text{ог}})}{2} \quad (3.2)$$

где $T_{\text{ог.вх}} = 850$ К – температура отработавших газов перед радиатором.

$$T_{\text{ср.ог}} = \frac{850 + (850 - 50)}{2} = 825 \text{ К}$$

Поверхность охлаждения радиатора:

$$F = \frac{Q_{\text{ог}}}{K \cdot \Delta T_{\text{ог}}} \quad (3.3)$$

$$F = \frac{36904}{100 \cdot (825 - 327)} = 0,74 \text{ м}^2$$

Заключение

При улучшении эксплуатационных свойств двигателей особое внимание уделяется его экологической безопасности. Для дизелей наиболее актуально снижение оксидов азота. Определяющей причиной образования оксидов азота является высокая температура рабочего тела в цилиндре двигателя в отдельные периоды протекания рабочего цикла, в частности в процессе сгорания и части расширения.

Одним из способов снижения концентрации оксидов азота в отработавших газах дизеля является рециркуляция отработавших газов. Поскольку дизели работают со значительным избытком воздуха, часть неиспользуемого воздуха заменяется отработавшими газами.

В данной магистерской работе дополнена математическая модель рабочего цикла учетом рециркуляции отработавших газов. Проведены теоретическое исследование двигателя Д-180 с системой рециркуляции отработавших газов. Определены внешняя скоростная и нагрузочные характеристики исследуемого дизеля. Выполнен сравнительный анализ влияния рециркуляции отработавших газов на основные показатели дизеля.

В результате выполненного магистерского исследования можно сделать следующие выводы:

1. Ввиду значительного количества сажи и твердых частиц в отработавших газах дизеля для системы рециркуляции необходима, процедура очистки.

2. Целесообразно представляется схема рециркуляции отработавших газов с использованием промежуточного охлаждения и эжекционного устройства, в котором рециркулируемые газы рассматриваются в качестве эжектируемого потока.

3. В качестве холодного теплоносителя при охлаждении рециркулируемых газов может использоваться жидкость системы охлаждения двигателя или атмосферный воздух.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Буров А.Л. Сгорание в поршневых двигателях: Учебное пособие. / А.Л. Буров - М.: МГИУ - 2006 - 76 с.
2. Вибе, И.И. Новое о рабочем цикле двигателей / И.И. Вибе. М. - Свердловск: Машгиз, 1962.-271 с.
3. Вырубов Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1983 - 372 с.
4. Гаврилов А.А. Расчет циклов поршневых двигателей: Учеб. пособие / А.А. Гаврилов, М.С. Игнатов, В.В. Эфрос. Владим. гос. ун-т. - Владимир, 2003. 124 с.
5. Дьяченко Н.Х. Быстроходные поршневые двигатели внутреннего сгорания / Н.Х. Дьяченко, С.Н. Дашков, В.С. Мусатов, П.М. Белов, Ю.И. Будыко. - М: - 1962 г.
6. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов / Р.З. Кавтарадзе. - М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008 - 720 с.: ил.
7. Лаврик А.Н. Расчет и анализ рабочего цикла ДВС на различных топливах / А.Н. Лаврик. - Иркутск - Изд-во Иркут, ун-та, 1985. - 104с., ил.
8. Луканин В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: Учеб./ В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян и др.; Под ред. В. Н. Луканина. - М.: Высш. шк., 1995. - 368 с: ил.
9. Луканин В. Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн Теория рабочих процессов: Учеб./ В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян и др., Под , ред. В. Н. Луканина. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 2005. - 479 с: ил.
10. Мацулевич М.А. Математическая модель рабочего цикла бензинового двигателя с рециркуляцией отработавших газов / М.А. Мацулевич, Е.А. Лазарев // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». - 2012. - Вып. 20. -

					ЮУрГУ – 13.04.03.2018.219.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

№33 (292) - С. 60- 64.

11. Мацулевич М.А. Сборник научных трудов 7-ой международной заочной конференции «Достижения учёных XXI века». - 2012. - С.22 - 25.

12. Мацулевич М.А. Сборник научных трудов VI международной научно-практической конференции «Информационные и коммуникативные технологии в образовании, науке и производстве».: Протвино. - 2012 - С.439 - 443.

13. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / А.С. Орлин. М.: Машиностроение - 1983. - 372 с.

14. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Том1 Рабочие процессы в двигателях и их агрегатах. / А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, Г.Г. Калиш, М.Г. Круглов и др. - М.: МАШГИЗ - 1957 - 397 с.

15. Шароглазов Б. А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчет процессов / Б. А. Шароглазов, М. Ф. Фарофонов, В. В. Клементьев - Челябинск: Издательство ЮУрГУ. 2004. - 344с.

16. Heywood J.B. Internal combustion engine fundamentals / J.B. Heywood. - McGraw-Hill Book Co. - 1988.

					ЮУрГУ – 13.04.03.2018.219.00.00 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43