

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт энергетики и электротехники
(институт)
Энергетические машины и системы управления
(кафедра)
13.03.03 (141100.62) «Энергетическое машиностроение»
(код и наименование направления подготовки, специальности)

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему «Бензиновый двигатель с улучшенными экологическими
показателями»

Студент(ка)	П.И. Волков	_____	_____
	(И.О. Фамилия)	(личная подпись)	
Руководитель	Д. А. Павлов	_____	_____
	(И.О. Фамилия)	(личная подпись)	
Консультанты	А.Г. Егоров	_____	_____
	(И.О. Фамилия)	(личная подпись)	
	_____	_____	_____
	(И.О. Фамилия)	(личная подпись)	

Допустить к защите

Заведующий кафедрой _____ (ученая степень, звание, И.О. Фамилия) _____ (личная подпись)
« ____ » _____ 20 ____ г.

Тольятти 2016

федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт энергетики и электротехники

(институт, факультет)

Энергетические машины и системы управления

(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ:

Зав. кафедрой «ЭМСУ» _____

(подпись)

Д.А. Павлов

(И.О. Фамилия)

« ____ » _____

2016 г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение бакалаврской работы

Студент: Волков Павел Николаевич

1. Тема работы: Бензиновый двигатель с улучшенными экологическими показателями

2. Срок сдачи студентом законченной работы: 16 июня 2016 г.

3. Исходные данные: Бензиновый 4-х тактный двигатель с водяным охлаждением

4. Содержание выпускной квалификационной работы (перечень подлежащих разработке вопросов, разделов):

Тепловой расчет

Кинематический расчет

Динамический расчет

Специальная часть

5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала:

Продольный и поперечный разрезы ДВС – 2шт. А1

Тепловой расчет -1шт. А1

Кинематический расчет – 1шт. А1

Динамический расчет – 2 шт. А1

Специальная часть – 1 шт. А1

6. Консультант по нормоконтролю - к.т.н., Павлов Д.А.
- д.т.н., Егоров А.Г.

7. Дата выдачи задания « 16 » июня _____ 2016 г.

Руководитель бакалаврской работы

(подпись)

Д.А. Павлов

(И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

(подпись)

П.И. Волков

(И.О. Фамилия)

федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт энергетики и электротехники

(институт, факультет)

Энергетические машины и системы управления

(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ

Зав.кафедрой _____

(подпись)

(И.О. Фамилия)

« ____ » _____ 20__ г.

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН
выполнения выпускной квалификационной работы

Студента Волкова Павла Игоревича

по теме Бензиновый двигатель с улучшенными экологическими показателями

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Отметка о выполнении	Подпись руководителя
Сост. вопроса	01.06.2016			
Тепл. расчет	07.06.2016			
Динам. расчет	09.06.2016			
Спец. часть	14.06.2016			

Руководитель выпускной
квалификационной работы

Д.А. Павлов

Задание принял к исполнению

П.И. Волков

АННОТАЦИЯ

В данной работе проведен анализ и техническое обоснование возможности использования системы подачи в отработавшие газы вторичного воздуха для уменьшения токсичных выбросов на режимах пуска и прогрева. Проведены расчеты: тепловой расчет, кинематический и динамический расчет КШМ, расчеты деталей и систем двигателя. Также представлены оценочные расчеты компрессора для подачи вторичного воздуха, на основании которых спроектирована система подачи вторичного воздуха, обеспечивающая современные и перспективные нормы токсичности.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
1. Состояние вопроса.....	8
2. Конструкторская часть.....	22
2.1 Тепловой расчет.....	22
2.2 Тепловой баланс двигателя.....	31
2.3 Внешняя скоростная характеристика двигателя.....	32
2.4 Кинематический расчет КШМ.....	33
2.5 Динамический расчет КШМ	35
2.7 Расчет систем ДВС.....	37
2.6.1 Расчет системы охлаждения.....	37
2.6.2 Расчет системы смазки.....	40
3. Специальная часть.....	42
3.1 Общие сведения	42
3.2 Предпосылки к проведению расчета.....	45
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	48
СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	49
Приложение А	53
Приложение Б	55

ВВЕДЕНИЕ

Сегодня основным источником загрязнения окружающей среды являются двигатели внутреннего сгорания. По выбросу отработавших газов двигателями внутреннего сгорания Россия лидирует среди других стран мира.

Для уменьшения количества выбросов вредных веществ в окружающую среду, правительства многих стран мира используют законодательные документы и нормативы, которые ограничивают выбросы токсичных веществ в отработавших газах (ОГ). Поэтому требования к экологическим нормам с каждым годом становятся жестче.

Как известно, одним из наиболее сложных режимов с точки зрения токсичности является режим пуска и прогрева двигателя. По различным данным на этот режим приходится от 50 до 70 % всех токсичных компонентов выбрасываемых двигателем. В это связи актуальными становятся вопросы снижения токсичных выбросов на указанном режиме работы. Таким образом, целью данной работы является разработка системы обеспечивающей снижение токсичности двигателя на режиме пуска и прогрева.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

1.1 Нормы токсичности отработавших газов

В соответствии с требованиями правительств различных стран производители автомобилей должны контролировать содержание следующих основных токсичных компонентов в отработавших газах (ОГ) бензинового двигателя: окиси углерода (СО), углеводородов (СН) двух групп ТНС и NMHC, а также окислов азота (NO_x).

Подтверждение выполнения требований по токсичности осуществляется путем имитационных испытаний транспортного средства по определенной программе. В зависимости от страны, где планируется использование автомобиля, программы испытаний могут существенно отличаться. Одной из самых распространенных программ испытания автомобиля на токсичность является программа испытаний по методике ЕРА.

Для иллюстрации в таблице 1.1 представлены нормы токсичности предъявляемые к транспортным средствам оснащенные бензиновыми двигателями в зависимости от года их выпуска.

Таблица 1.1. - Нормы токсичности предъявляемые к транспортным средствам оснащенные бензиновыми двигателями [<http://autoeco.info>]

Этап	Дата	СО	НС	НС+NO _x	NO _x	PM
		г/км				
Euro 1	1992.07	2.72 (3.16)	-	0.97 (1.13)	-	-
Euro 2	1996.01	2.2	-	0.5	-	-
Euro 3	2000.01	2.30	0.20	-	0.15	-
Euro 4	2005.01	1.0	0.10	-	0.08	-
Euro 5	2009.09	1.0	0.10	-	0.06	0.005 (DI)
Euro 6	2014.09	1.0	0.10	-	0.06	0.005 (DI)

DI - двигатели с непосредственным впрыском

Помимо введения более жестких норм на выбросы токсичных компонентов с ОГ изменение идет и в процедуре сертификации транспортного средства на соответствие с этими нормам. Начиная с правил Европейского Экономического Комитета Организации Объединенных Наций (ЕЭК ООН) Евро - 3, исключение затронуло 40 секунд прогрева двигателя перед испытанием по ездовому циклу, а правилами Евро - 4 предусматривается холодное испытание при температуре от минус 7 °С.

1.2 Обзор публикаций по способам активации воспламенения и сгорания сильнозабалластированных ТВС

Литературный поиск по теме исследований показал, что систематических работ по исследованию физики дожигания токсичных веществ в ОГ нет. Имеются лишь отрывочные сведения по различным способам активизации дожигания, причем иногда противоречивые. Методы интенсификации воспламенения и горения рассматриваются в основном применительно к топливовоздушным смесям (ТВС), находящимся в концентрационных пределах горения. Воспламенение и горение забалластированных ТВС еще мало изучено. Ниже приведены краткие результаты обзора литературы.

В книге [1] рассмотрены общие вопросы снижения токсичности ОГ путем совершенствования процесса сжигания в камере сгорания ДВС и применения каталитических нейтрализаторов.

В работе [2] показано, что вибрационное (пульсационное) горение существенно интенсифицирует окисление, повышает полноту сгорания. Теоретическое обобщение вибрационного горения дано в книге В. Раушенбаха [3].

Весьма интересным направлением является сверхадиабатическое горение, т.к. позволяет эффективно сжигать то, что в других условиях не горит. КПД сжигающих устройств может достигать 99 %. Сверхадиабатическое горение способствует решению экологических проблем [4]. Интенсивные исследования сверхадиабатического горения ведутся в Институте химической физики (г. Черноголовка) под руководством Г.Б. Манелиса.

Результаты исследований [5], проведённых с балластированием смеси азотом, показывают, что зависимости задержек воспламенения стехиометрических и богатых пропановоздушных смесей от степени балластирования имеют сложный характер. Вначале до определённой степени балластирования, которая зависит от начальной температуры смеси, задержки воспламенения увеличиваются; при дальнейшем увеличении степени балластирования задержки сокращаются и с определённого момента начинают снова увеличиваться. С повышением начальной температуры смеси влияние балластирования снижается. Результаты этих исследований показывают, что и в данном случае имеет место сложный характер зависимости времени задержки воспламенения от степени балластирования, хотя и значительно сглажен. Эти результаты могут быть пригодны для оценки времени дожигания или оценки влияния добавки воздуха.

Неуправляемое сгорание в системе выпуска ДВС после включения подачи топлива, сопровождаемое хлопком, наиболее часто проявляется после непродолжительных режимов принудительного холостого хода (ПХХ), если дроссельная заслонка после ПХХ открывается незначительно. Типичный газовый цикл при сгорании смеси в системе выпуска представлен в работе [6].

Для сжигания смесей с низким содержанием горючего Вайнберг впервые предложил применять горение с избытком энтальпии. Эта идея в дальнейшем нашла свою реализацию в ряде горелочных устройств. В них пламя стабилизируется внутри твёрдого пористого каркаса с высокой теплопроводностью [7].

Оказывается, что существует универсальное и физически ясное условие организации сверхадиабатических волновых режимов горения, имеющих максимально возможную температуру в зоне реакции. Это условие, найденное автором [8] ещё в 1974 году при теоретическом исследовании горения гетерогенной системы, состоящей из конденсированного топлива и инертных, хорошо проводящих тепло элементов, формируется очень просто: сверхадиабатическая температура в волне горения достигает своего наибольшего значения, когда рекуперированное тепло делится поровну между компонентами гетерогенной системы. Таким образом, анализ, проведённый в работе, выявляет условие организации

волн сверхадиабатического горения с максимально возможной температурой в зоне реакции, а также даёт условия, при которых система может самоорганизовываться, образуя поперечные и спиновые волны сверхадиабатического горения.

Теоретическое и экспериментальное моделирование нового типа электрохимического пульсирующего детонационного двигателя рассмотрено в работе [9]. В этой модели двигателя электрозаряд появляется в камере сгорания, когда фронт пламени касается специальных электродов, соединённых с заряженным конденсатором энергии. Электроды с профилем Роговского устраняют повышение электрического поля около граней электрода. Кольцевой разряд создаёт в горючей смеси сходящиеся ударные волны, что приводит к процессу быстрого горения с детонацией, высоким давлениям и увеличением степени сжатия. Энергия горения одного цикла значительно выше, чем электрическая энергия, поставляемая электрическим зарядом.

Большой интерес для дожигания токсичных компонентов ОГ представляет закрутка. Проведённые расчёты [10] показали, что закрутка потока играет важную роль в стабилизации горения. Прекращение закрутки приводит к срыву и при определённых условиях к погасанию пламени, что необходимо учитывать при проектировании устройств, использующих вихревой принцип стабилизации пламени. Исследования проведены при давлении ниже атмосферного. В работе [11] добавляют небольшое количество газа для поддержания горения в камере. Предварительно подогрев газа до температуры 350°C , помогает поддерживать горение.

Авторы работы [12] установили эффекты резонансного повышения тепловыделения в пламени в зависимости от добротности системы с горением. Установлен переход автоколебаний в пламени $\text{CH}_4 - \text{O}_2 - \text{N}_2$ в режим устойчивого горения при пульсациях температуры окружающей среды. На примере богатого пламени $\text{H}_2 - \text{O}_2 - \text{N}_2$ показано, что его гашение наступает тем быстрее, чем выше частота пульсаций скорости подачи смеси.

Относительная медленность установления равновесного распределения энергии между внутренними и поступательными степенями свободы в много-

атомных газах приводит к тому, что во фронте волны горения и вблизи него появляется область неполного статического равновесия – релаксационная зона, ширина которой может быть много больше длины свободного пробега [13]. Наличие такой релаксационной зоны оказывает существенное влияние на структуру волны горения и, следовательно, определяет её скорость и пределы распространения.

При $v \rightarrow v^*$ равновесие между степенями свободы уже не успевает устанавливаться и перед фронтом волны горения и внутри него образуется зона неполного равновесия, где $T_1 > T_2$. Более того, при $v \rightarrow v^*$ поступательная температура в этой зоне может значительно превышать равновесную адиабатическую температуру, устанавливающуюся за фронтом волны горения [13].

Появление «сверхадиабатических» температур связано с тем, что выделяющаяся в процессе химической реакции энергия идёт сначала на возбуждение поступательных степеней свободы, а затем относительно медленно уменьшается до равновесной адиабатической температуры за счёт передачи энергии (релаксации) внутренним степеням свободы [13].

При исследовании воспламенения поджигаемых топливно-воздушных смесей [14] установлено, что здесь определяющую роль играет подвод теплоты извне за счёт сжатия и предварительного подогрева смеси. Характерным для этого режима является возможность сжигания бедных смесей с разбавлением почти до 100 %. Этот режим условно можно назвать режимом внутреннего реагирования.

Вопрос о возможностях снижения выброса бензапирена с отработавшими газами рассмотрен в работе [15] применительно к реактивным двигателям.

Авторы работы [16] изучили возможности управления процессом горения в топочных устройствах через обратную связь по спектру излучения СН.

Известно [17], что вихревые трансформаторы, использующие эффект Ранка, позволяют снизить входную температуру, при которой достигается самовоспламенение ацетилена в воздухе более, чем на 200°C. Задачей последующих исследований конструкций вихревых трансформаторов может являться дальней-

шее увеличение эффектов подогрева, создание локальных зон максимально возможного повышения температуры, что позволит осуществить надёжное воспламенение при ещё более низких значениях температуры.

В изобретениях [18,19] предлагаются конкретные устройства для нейтрализации отработавших газов ДВС. Плазменный реактор для очистки отработавших газов дизелей от NOx предложен в работе [20].

Одним из действенных способов снижения токсичности ОГ является рециркуляции отработавших газов. При этом влияние оказывают степень рециркуляции и охлаждение ОГ [21, 22].

Исследованиями зажигания высокоскоростных газовых струй нагретыми цилиндрическими стержнями (материал стержней платина – нержавеющая сталь), установлено снижение температуры зажигания на 400° [23].

В сборнике переводов статей [24] определено, что при до звуковых скоростях потока и атмосферном давлении стабилизаторы круглой формы диаметром 90 мм и больше способны стабилизировать пламя в пределах изменения соотношения воздух/горючее от 9 до 24. Повышение температуры расширяет пределы. Изменение давления от 1 до 3 атм. не оказывает значительного влияния.

Для интенсификации воспламенения и горения предлагается вводить активные вещества: водород [25], кислород [26] и озон [авт.с. № 1071796, № 1671935, № 1679045, патент № 2008502 РФ], а также активные частицы: радикалы, ионы и электроны. Эти способы могут быть совмещены с наложением на реакционную зону электрического (коронный разряд) и магнитного полей [авт.с. № 1211517, № 1456706].

Добавка водорода положительно воздействует на процесс дожигания, т.к. водород имеет низкую энергию воспламенения и широкие пределы горения. Добавка кислорода или обогащение воздуха кислородом интенсифицирует процесс горения, повышает полноту сгорания. Представляет интерес введение озона, однако для его получения необходим озонатор.

Известны и исследованы способы и устройства, повышающие температуру топливовоздушной смеси перед воспламенением за счёт отражения ударных

волн от глухого конца канала (газодинамические воспламенители) [27, 28, 29, 30, 30, 31, 32]. При этом температура смеси может повышаться в 3 и более раз.

Многие вопросы воспламенения и горения забалластированных топливо-воздушных смесей рассматриваются в книгах [33, 34, 35].

Возможные способы активации процесса воспламенения и сжигания токсичных составляющих ОГ

Главным необходимым условием воспламенения токсичных составляющих (СО и СН) в отработавших газах является превышение фактической температуры ОГ над температурой воспламенения указанных компонентов. Кроме того, воспламенение должно происходить за короткое время, т.к. температура ОГ при движении их в выпускном тракте двигателя быстро снижается. И ещё одно условие: возникшее горение в ОГ должно протекать с достаточной скоростью, чтобы приход тепла от горения превышал потери тепла в выпускном тракте. Для обеспечения последнего условия необходима определённая концентрация свободного кислорода в ОГ (по возможности выше).

Температура ОГ на выходе из цилиндра карбюраторного двигателя по данным [36] при различных оборотах составляет:

n, об/мин	1000	3900	5600	6000
t, °С	612	729	797	800

Температуры воспламенения горючих составляющих ОГ в смеси с воздухом равны:

СО	–	610 – 658 °С
Бензин	–	510 °С
Пропан	–	500 – 590 °С
Этан, этилен, бутан	–	430 – 570 °С

Сравнение температуры ОГ и температур воспламенения показывает, что в ряде случаев воспламенение (СО) может и не происходить (например, малые обороты двигателя).

Во всех опубликованных работах, в которых изучалось горение сильноза-

балластированных смесей, когда процент балластировки не превышал 90%. В случае ОГ ДВС процент балластировки превышает 95 – 98%.

1.3 Подача вторичного воздуха в ОГ

Первоначально добавка вторичного воздуха применялась для окисления продуктов неполного сгорания в ОГ ДВС при его работе на богатых смесях ($CO > 3\%$), т.е. в так называемых термических нейтрализаторах.

Подача дополнительного воздуха в выпускные каналы двигателей внутреннего сгорания (~ 10 % объема отработавших газов) широко применялась в моделях автомобилей 1966 - 1980 гг. для уменьшения выделений углеводородов и CO , что достигается вследствие их окисления на выходе и частично в неизолированных выпускных каналах. Этот прием может быть эффективным при работе на богатых топливных смесях, однако при работе на бедных и стехиометрических смесях его эффективность существенно снижается. Влияние подачи воздуха при изолированном выпускном трубопроводе показано на рисунке 1.1. Для повышения эффективности таких систем на режиме холостого хода и при работе автомобиля на неполной нагрузке иногда применяется позднее зажигание, при этом, однако, несколько снижается топливная экономичность. Без задержки зажигания такие системы обычно применяются совместно с нейтрализаторами окисления, поскольку применение одной такой системы не позволяет снизить выделения углеводородов и CO до требуемых уровней, сохраняя хорошие показатели топливной экономичности.

Эффективная работа таких (термических) нейтрализаторов в большой степени зависит от температуры, которая должна быть не менее 600 – 700°C. Поэтому добиться эффективной работы такого нейтрализатора на режимах пуска и прогрева практически невозможно из-за низких температур ОГ и нейтрализатора.

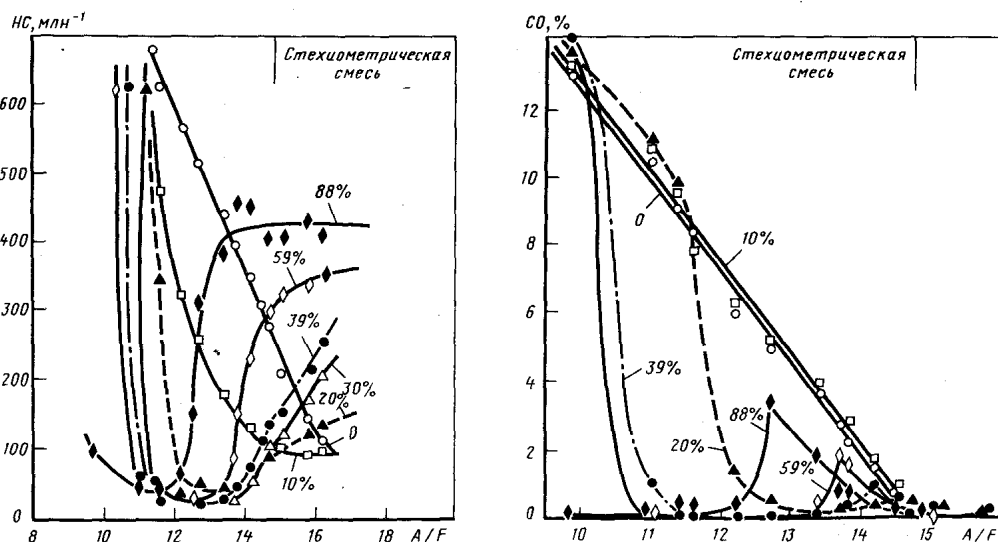


Рисунок 1.1 - Влияние отношения количества воздуха к количеству топлива в топливовоздушной смеси (A/F) и подачи воздуха в выпускные каналы (в процентах указано отношение объема подаваемого воздуха к объему отработавших газов) на концентрацию углеводородов (п - гексана) и CO в выпускных газах. Оптимальная с точки зрения топливной экономичности регулировка зажигания, степень сжатия 9,25, 1200 мин⁻¹. Одноцилиндровый двигатель 606 см³, изолированный выпускной трубопровод объемом 2460 см³.

1.4 Системы подачи вторичного воздуха

Ведущие фирмы в области автомобилестроения, такие как Audi, BMW, VW и др. пришли к выводу, что для обеспечения эффективной работы систем нейтрализации ОГ, основанных на использовании 3-х компонентных нейтрализаторов, в период прогрева двигателя и нейтрализатора необходимо подавать вторичный воздух. Принципиальная схема устройства обеспечивающего подачу вторичного воздуха в ДВС представлена на рисунке 1.2.

На рисунке 1.2 приняты следующие обозначения. 1 – блок управления работой системы подачи дополнительного воздуха, 2 – блок системы зажигания автомобиля, 3 – блок управления клапанами подачи вторичного воздуха, 4, 7 – электропневмоклапан, 5, 8 – λ-зонд системы нейтрализации ОГ, 6 – воздушный компрессор.

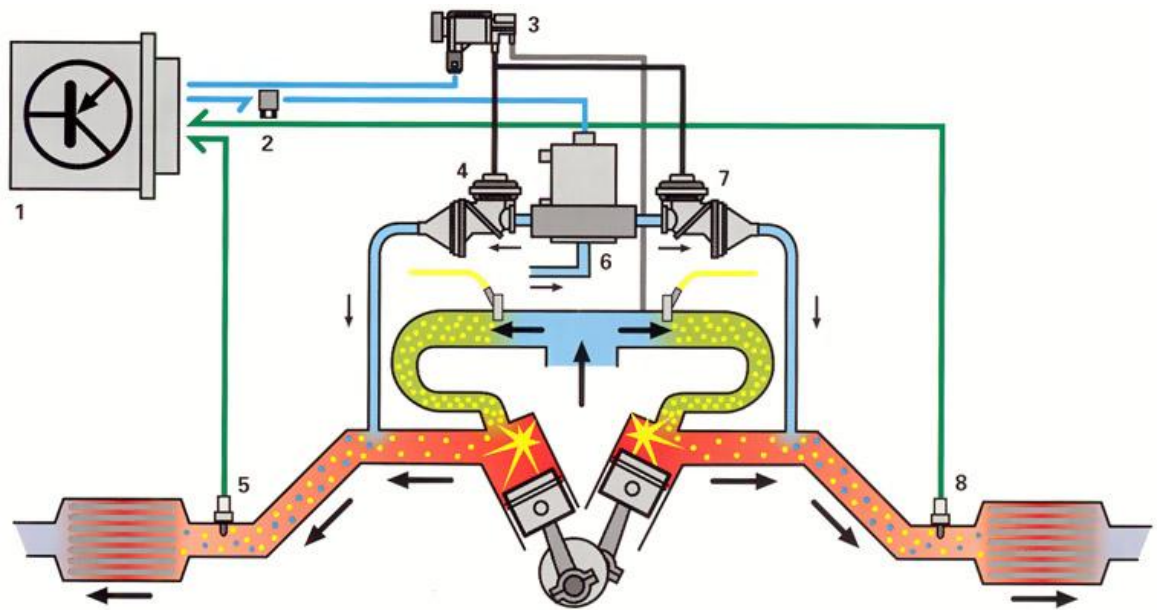


Рисунок 1.2 – Принципиальная схема подачи вторичного воздуха.

Сегодня наиболее распространенными являются системы подачи вторичного воздуха, основанные на применении электрического компрессора. Некоторые системы, реализованные на автомобилях и использующие электропривод компрессора представлены на рисунках 1.3 - 1.4.



Рисунок 1.3 – Общий вид системы подачи вторичного воздуха на двигатели серии M54B и E85 (V-6).

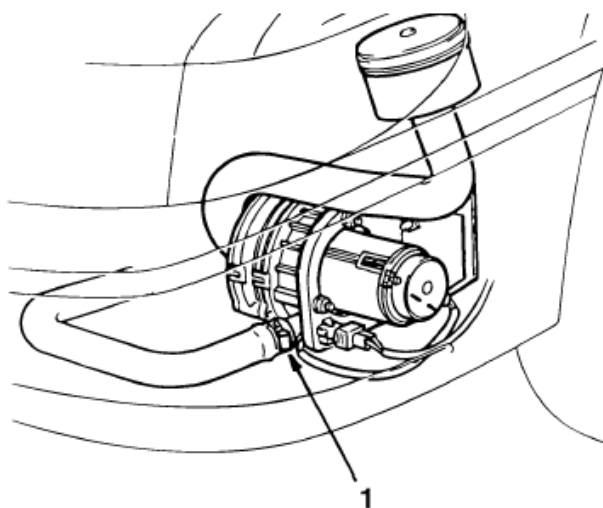
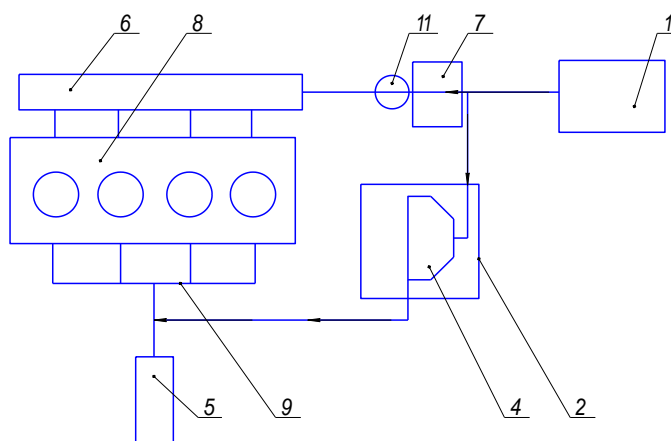


Рисунок 1.4 – Общий вид системы подачи вторичного воздуха SAAB 900M.

Система оптимизации работы нейтрализатора на режимах пуска и прогрева двигателя основана на известном эффекте подачи вторичного воздуха в ОГ. Добавляемый в ОГ воздух, обеспечивает необходимый состав отработавших газов ДВС для эффективной работы нейтрализатора. Схема подачи вторичного воздуха представлена на рисунке 1.5.



1. Воздушный фильтр; 2. Корпус нагнетателя; 3. Турбина; 4. Компрессор;
5. Нейтрализатор; 6. Впускной патрубок; 7. Датчик расхода воздуха; 8. ДВС; 9. Выпускной коллектор; 10. Электродневмоклапан; 11. Дросельная заслонка

Рисунок 1.5 – Схема системы подачи вторичного воздуха

Система работает следующим образом: На режиме пуска и прогрева двигателя работает на обогащенной топливом смеси. Известно, что при этом нор-

мальное функционирования нейтрализатора невозможно, поэтому в период пуска и прогрева в ОГ подается вторичный воздух для обеспечения необходимого состава ОГ. После прогрева двигателя система отключается. Недостатком таких систем является необходимость дополнительных энергетических затрат на привод нагнетателя вторичного воздуха.

Одним из способов совершенствования систем подачи вторичного воздуха является уменьшение энергозатрат на обеспечение подачи вторичного воздуха на режимах пуска и прогрева.

Известны способы подачи вторичного воздуха в выпускной трубопровод, использующие явления пульсаций давления во впускном и выпускном трубопроводах. Такая система, например, была реализована фирмами Toyota и Audi, общий вид системы представлен на рисунке 1.6. Основным недостатком такой системы является невозможность точного поддержания стехиометрического состава смеси.

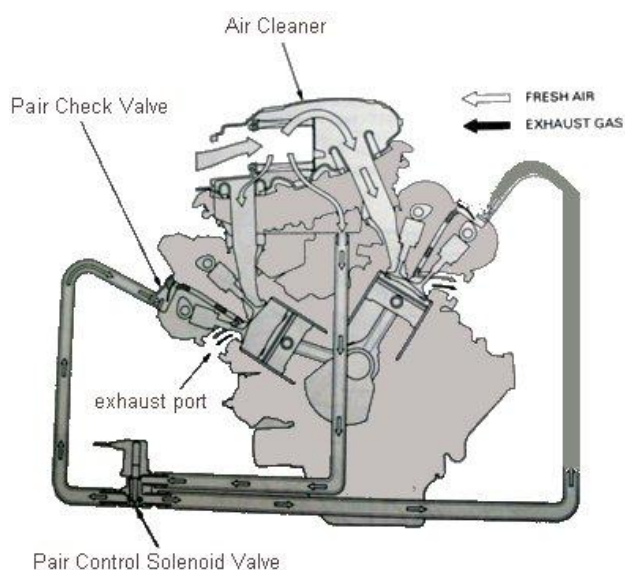
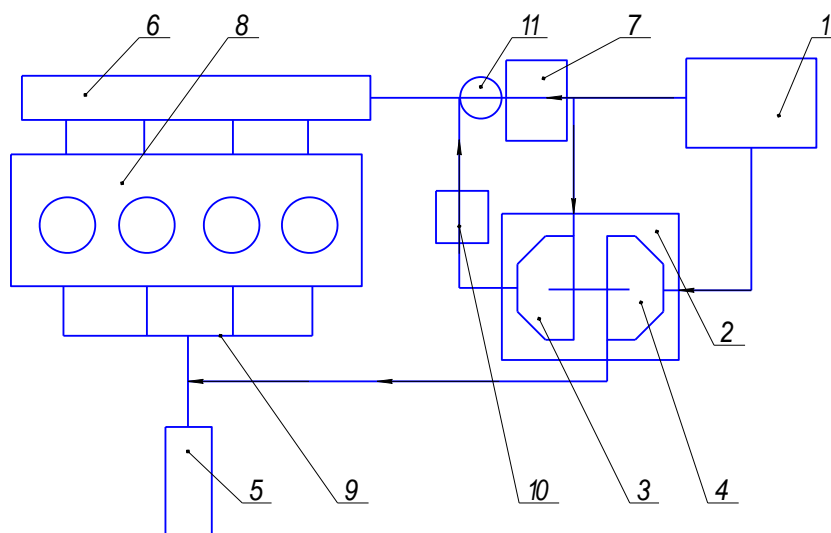


Рисунок 1.6 – Общий вид системы подачи вторичного воздуха, использующей явления пульсации давления (PAIS).

Другая система позволяющая уменьшить энергопотребление на режимах пуска и прогрева ДВС и обеспечить заданные параметры работы является система, реализованная фирмой MANN & HUMMEL. Общий вид системы представлен на рисунке 1.7.

Система оптимизации работы нейтрализатора на режимах пуска и прогрева двигателя основана на эффекте подачи вторичного воздуха в ОГ. Добавляемый в ОГ воздух, обеспечивает необходимый состав отработавших газов ДВС для эффективной работы нейтрализатора. Схема усовершенствованной подачи вторичного воздуха представлена на рисунке 1.7.



1. Воздушный фильтр; 2. Корпус нагнетателя; 3. Турбина; 4. Компрессор; 5. Нейтрализатор; 6. Впускной патрубок; 7. Датчик расхода воздуха; 8. ДВС; 9. Выпускной коллектор; 10. Электропневмоклапан; 11. Дроссельная заслонка

Рисунок 1.7 – Схема системы подачи вторичного воздуха

Система обеспечивает подачу вторичного воздуха после пуска ДВС на вход каталитического нейтрализатора ОГ. Воздух подается холодным турбокомпрессором через электромагнитный клапан в специальный сборник перед нейтрализатором. Использование «холодной» турбины для привода нагнетателя позволяет уменьшить потери на дросселирование на режимах пуска и прогрева. Кроме этого система не требует дополнительных энергозатрат на привод нагнетателя.

Система работает следующим образом: На режиме пуска и прогрева двигатель работает на обогащенной топливом смеси, при этом нормальное функционирования нейтрализатора невозможно. В этот период открывается клапан 10, в

результате чего начинает работать турбина. Параметры турбины и степень открытия клапана количественно определяют добавку вторичного воздуха в ОГ двигателя.. После прогрева двигателя система отключается.

Для реализации представленной схемы потребовалось создание «холодного» турбокомпрессора. Общий вид такого компрессора спроектированного инженерами фирмы MANN & HUMMEL представлен на рисунке 1.8.



Рисунок 1.8– Общий вид «холодного» турбокомпрессора для системы подачи вторичного воздуха.

2 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

Исходные данные для расчета.

Эффективная мощность двигателя $N_e := 65$ кВт.

Коэффициент избытка воздуха $\alpha=1,0$

Степень сжатия $\varepsilon = 9,5$

Тактность двигателя $\tau = 4$

Обороты расчетных режимов: $n_1 = 980$, $n_2 = 3600$, $n_3 = 5600$, $n_4 = 5800$ мин⁻¹

Количество цилиндров $i := 4$

Отношение длины шатуна к радиусу кривошипа $\lambda' := 0.285$

2.1 Тепловой расчет

Тепловой расчет проведем по методике Мазинга - Гриневецкого [36]

Топливо А - 92. Молекулярный состав топлива примем:

$C:=0.855$ $H:=0.145$ $m_T := 115$ (кг/кмоль)

Низшая теплота сгорания:

$$H_u = 33,91C + 125,60H - 10,89(O-S) - 2,51(9H+W) = 33,91*0,855 + 125,6*0,145 - 2,51*9*0,145 = 43929,5 \text{ кДж/кг.}$$

Параметры рабочего тела.

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,52 \text{ кмоль возд/кг топл.}$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3}0,855 + 8*0,145 \right) = 14,96 \text{ кг возд/кг топл.}$$

Количество горючей смеси:

$$M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T = 1,0*0,516 + 1/115 = 0,53 \text{ кг/кмоль;}$$

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания для принятых скоростных режимов:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} + 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 * 0,516$$

$$= 0,07 \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл.}$$

$$M_{CO} = 2 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 * 0,516 = 0 \text{ кмоль } CO/\text{кг топл.}$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = \frac{0,145}{2} - 2 * 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 * 0,516$$

$$= 0,07 \text{ кмоль } H_2O/\text{кг топл.}$$

$$M_{H_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = 2 * 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 * 0,516$$

$$= 0 \text{ кмоль } H_2/\text{кг топл.}$$

$$M_{N_2} = 0,792\alpha L_0 = 0,792 * 1 * 0,516 = 0,41 \text{ кмоль } N_2/\text{кг топл.}$$

Общее количество продуктов сгорания:

$$M_2 = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = 0,07125 + 0,0725 + 0,4086$$

$$= 0,55 \text{ кмоль пр. сг/кг топл.}$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы/

Температура $T_0 = 293\text{K}$, давление $p_0 = 0,1\text{МПа}$.

Температура остаточных газов.

Для номинального режима работы двигателя примем $T_r = 1020\text{ K}$.

Давление остаточных газов p_z на номинальном скоростном режиме, примем:

$$p_{zN} = 1,10p_0 = 1,10 * 0,1 = 0,110 \text{ МПа}$$

Тогда величины давлений на остальных режимах работы

$$p_r = p_0(1,035 + A_p * 10^{-8} * n^2),$$

где $A_p = (p_{rN} - p_0 * 1,035) * 10^8 / (n_N^2 p_0)$

При $n_N = 5200$ $A_p = (0,110 - 0,1 * 1,035) * 10^8 / 5200^2 * 0,1 = 0,3667$

$n, \text{ мин}^{-1}$	980	3600	5600	5800
$p_r, \text{ МПа}$	0,1039	0,1083	0,1058	0,1158

Процесс впуска.

Температуру подогрева свежего заряда для двигателя с впрыском топлива примем $\Delta T_N = 8^\circ\text{C} = 281^\circ\text{ K}$.

Для остальных режимов ΔT рассчитывается по формуле:

$$\Delta T = A_T(110 - 0,0125n),$$

где $A_T = (\Delta T_N)/(110 - 0,0125n_N) = 0,2$

Тогда: $n=980 \quad \Delta T=19,55^\circ\text{C} \quad n=3600 \quad \Delta T= 13^\circ\text{C}$

$n=5600 \quad \Delta T=8^\circ\text{C} \quad n=5800 \quad \Delta T=7,5^\circ\text{C}$

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_0 = p_0 * 10^6 / (R_B T_0) = 0,1 - 10^6 / (287 * 293) = 1,19 \text{ кг/м}^3,$$

Где $R_B = 287 \text{ Дж/(кг*град)}$ – удельная газовая постоянная для воздуха.

Потери давления на впуске:

В соответствии с принятыми скоростными режимами и при учете обработки внутренних поверхностей впускной системы можно принять: $\beta^2 + \xi_{вп} = 2,4$ и $\omega = 95 \text{ м/с}$. Тогда ΔP_a на всех скоростных режимах будет рассчитываться по формуле:

$$\Delta P_a = (\beta^2 + \xi_{вп}) A_n^2 n^2 \rho_k 10^{-6} / 2,$$

где $A_n = \omega_{вп} / n_N = 95 / 5800 = 0,014821$

$n, \text{ мин}^{-1}$	980	3600	5600	5800
$\Delta P_a, \text{ МПа}$	0,0004	0,0047	0,0115	0,0123

Давление в конце впуска:

Рассчитывается по формуле $P_a = P_0 - \Delta P_a$

$n, \text{ мин}^{-1}$	980	3600	5600	5800
$P_a, \text{ МПа}$	0,01	0,01	0,09	0,09

Коэффициент остаточных газов γ_r .

Для двигателя с впрыском топлива коэффициент очистки $\varphi_{оч}$ можно принять 1, а коэффициент дозарядки на номинальном режиме $\varphi_{доз} = 1,1$, при минимальном скоростном режиме $\varphi_{доз} = 1$.

Тогда γ_r определяется по формуле:

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} * \frac{\varphi_{оч} p_r}{\varepsilon \varphi_{доз} p_a - \varphi_{оч} p_r}$$

$n, \text{ мин}^{-1}$	980	3600	5600	5800
γ_r	0,0453	0,0438	0,0427	0,0437

Температура в конце впуска: $T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r)$

$n, \text{мин}^{-1}$	980	3600	5600	5800
$T_a, \text{К}$	338	333	330	329

Коэффициент наполнения:

Для двигателя с впрыском топлива рассчитывается коэффициент наполнения η_v по формуле:

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} * \frac{1}{\varepsilon - 1} * \frac{1}{p_0} (\varphi_{\text{доз}} \varepsilon p_a - \varphi_{\text{оч}} p_r)$$

Тогда для выбранных скоростных режимов η_v будет:

$n, \text{мин}^{-1}$	980	3600	5600	5800
η_v	0,877	0,897	0,928	0,928

Процесс сжатия.

Средний показатель адиабаты сжатия при $\varepsilon = 10,8$ и рассчитанных T_a по режимам:

$n, \text{мин}^{-1}$	980	3600	5600	5800
k_1	1,3755	1,3761	1,3763	1,3768

Средний показатель политропы сжатия n_1 принимается несколько меньше k_1 и имеет значения:

$n, \text{мин}^{-1}$	980	3600	5600	5800
n_1	1,375	1,376	1,376	1,377

Давление в конце сжатия: $P_c = P_a \varepsilon^{n_1}$

При принятых значениях n_1 давление в конце такта сжатия будет составлять:

$n, \text{мин}^{-1}$	980	3600	5600	5800
$P_c, \text{МПа}$	2,2	2,11	1,96	1,95

Температура в конце такта сжатия: $T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$

$n, \text{мин}^{-1}$	980	3600	5600	5800
$T_c, \text{К}$	786	776	768	769

Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия:

а) свежей смеси $(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c$, где $t_c = T_c - 273^\circ\text{C}$;

n, мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
$(mc_v)_{t_0}^{t_c}$, кДж/(кмоль град)	21,954	21,928	21,907	21,909

остаточных газов $(mc_v'')_{t_0}^{t_c} = (mc_v 1)_{t_0}^{t_c} + ((mc_v 2)_{t_0}^{t_c} - (mc_v 1)_{t_0}^{t_c}) \cdot \frac{t_2 - t_c}{t_2 - t_1}$

теплоемкость при $t_1 = 400 \text{ C}^0$: $(mc_v 1)_{t_0}^{t_c} = 24,014$ (кДж/кмоль град)

теплоемкость при $t_2 = 600 \text{ C}^0$: $(mc_v 1)_{t_0}^{t_c} = 24,44$ (кДж/кмоль град)

n, мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
$(mc_v'')_{t_0}^{t_c}$, кДж/(кмоль град)	24,19	24,21	24,24	24,23

в) рабочей смеси $(mc_v')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1+\gamma_r} [(mc_v)_{t_0}^{t_c} + \gamma_r (mc_v'')_{t_0}^{t_c}]$

n, мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
$(mc_v')_{t_0}^{t_c}$, кДж/(кмоль град)	22,05	22,02	22	22,01

Процесс сгорания.

Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси $\mu_0 = M_2/M_1$, рабочей смеси $\mu = (\mu_0 + \gamma_r)/(1 + \gamma_r)$, на номинальном режиме:

$$\mu_0 = 0,5524/0,5247 = 1,05$$

$$\mu = (1,052 + 0,035)/(1 + 0,035) = 1,05$$

Количество теплоты, потерянное вследствие химической неполноты сгорания, и теплота сгорания рабочей смеси:

$$\Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0 = 0$$

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{43929,5}{0,53 \cdot (1 + 0,045)} = 79966 \left(\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}} \text{раб. см} \right)$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания:

$$(mc_v'')_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} [M_{\text{CO}_2} (mc_{v\text{CO}_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{CO}} (mc_{v\text{CO}}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{H}_2\text{O}} (mc_{v\text{H}_2\text{O}}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{H}_2} (mc_{v\text{H}_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{\text{N}_2} (mc_{v\text{N}_2}'')_{t_0}^{t_z}]$$

Определяется по эмпирическим формулам для интервала температур от 1501 до 2800°C:

$$(mc'_v)_{t_0}^{t_c} = \left(\frac{1}{0,55}\right) * [0,07 * (39,123 + 0,003349t_z) + 0,0725 * (26,67 + 0,004438t_z + 0,4087(21,951 + 0,001457t_z))] = 24,784 + 0,002091t_z \text{ (кДж/кмоль град)}$$

Коэффициент использования теплоты ξ_z для принятых скоростных режимов: $n=980 \quad \xi_z=0,8$; $n=3600 \quad \xi_z=0,85$; $n=5600 \quad \xi_z=0,87$; $n=5800 \quad \xi_z=0,85$;

Температура в конце видимого процесса сгорания

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + (mc'_v)_{t_0}^{t_c} t_c = \mu (mc'_v)_{t_0}^{t_z} t_z$$

При работе на номинальном режиме:

$n, \text{ мин}^{-1}$	980	3600	5600	5800
$T_z, \text{ К}$	2678	2782	28222	2778

Максимальное давление сгорания теоретическое: $p_z = p_c * \mu * T_z / T_c$

$n, \text{ мин}^{-1}$	980	3600	5600	5800
$p_z, \text{ МПа}$	7,876	7,943	7,564	7,386

Максимальное давление сгорания действительное: $p_{zd} = p_z * 0,85$

$n, \text{ мин}^{-1}$	980	3600	5600	5800
$p_{zd}, \text{ МПа}$	7,09	7,15	6,81	6,65

Степень повышения давления λ :

$$\lambda = p_z / p_c$$

$n, \text{ мин}^{-1}$	980	3600	5600	5800
$\lambda, \text{ МПа}$	3,58	3,76	3,86	3,79

Процессы расширения и выпуска.

Средний показатель адиабаты расширения k_2 при $\alpha=1$, степени сжатия $\varepsilon=9,5$ и температуре $T_z = 2678$, равен 1,254, а средний показатель политропы расшире-

ния $n_2 = 1,25$.

Давление и температура в конце процесса расширения: $p_b = p_z / \varepsilon^{n_2}$, $T_b = T_z / \varepsilon^{n_2 - 1}$

n , мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
P_b , МПа	0,47	0,47	0,45	0,44
T_b , К	1511	1570	1607	1582

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

$$T_{rN} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{P_b/P_r}} = \frac{1607}{\sqrt[3]{0,45/0,1058}} = 1017 \text{ К}$$

Погрешность расчета $\Delta T_{rN} = 1,17\%$

Теоретическое среднее индикаторное давление:

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]$$

n , мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
p'_i , МПа	1,19	1,23	1,18	1,15

Среднее индикаторное давление: $p_i = \varphi_u p'_i$

n , мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
p_i , МПа	1,14	1,16	1,12	1,09

Индикаторный КПД: $\eta_i = p_i l_0 \alpha / (H_u \rho_0 \eta_v)$

n , мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
η_i	0,37	0,37	0,34	0,35

Индикаторный удельный расход: $g_i = 3600 / (H_u \eta_i)$

n , мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
g_i , г/(кВт*ч)	221,23	220,72	236,56	243,46

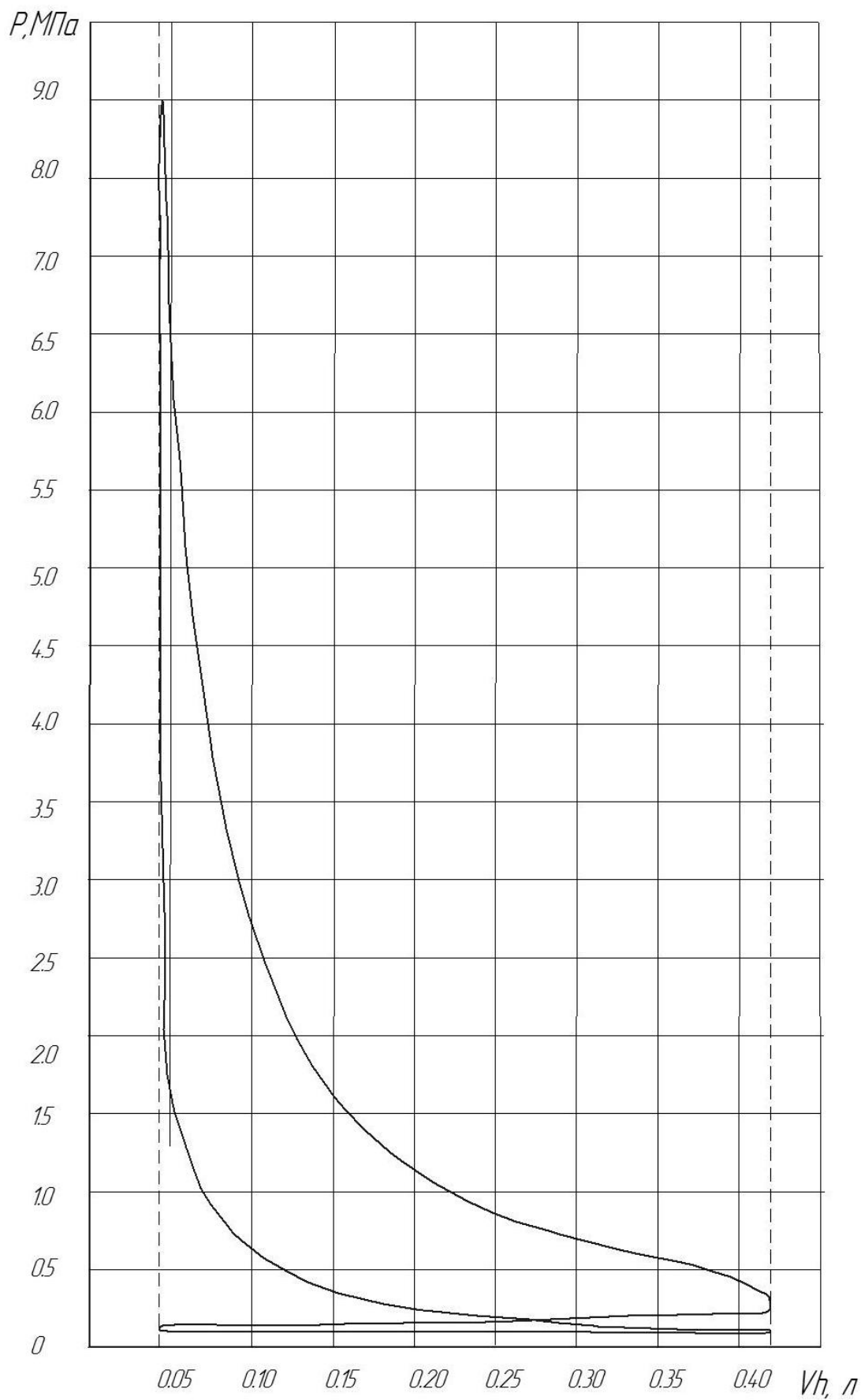


Рисунок 2.1 - Индикаторная диаграмма

Эффективные показатели двигателя.

Среднее давление механических потерь для четырехцилиндрового двигателя:
 $p_m = 0,034 + 0,0113v_{п.ср}$,

где средняя скорость поршня $v_{п.ср} = Sn/(10^4 * 3)$;

Предположительно ход поршня равен 75,6 мм, тогда:

n, мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
$v_{п.ср}$, м/с	2,3	8,5	13,3	13,7

Откуда давление механических потерь для всех режимов:

n, мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
p_m , МПа	0,06	0,13	0,18	0,19

Среднее эффективное давление: $p_e = p_i - p_m$

n, мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
p_e , МПа	1,07	1,03	0,94	0,9

Механический КПД: $\eta_m = p_e/p_i$

n, мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
η_m	0,95	0,89	0,84	0,83

Эффективный КПД: $\eta_e = \eta_i * \eta_m$

n, мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
η_e	0,35	0,33	0,29	0,28

Эффективный удельный расход: $g_e = 3600/H_u\eta_e$

n, мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
g_e , г/(кВт * ч)	233,62	248,54	282,96	294,51

Основные параметры цилиндра и двигателя

Ход поршня: S=75,6 мм

Литраж двигателя: $V_l = \frac{30 * \tau * N_e}{P_{e2} * n_N} = 1,4$ л

Рабочий объем одного цилиндра: $V_h = \frac{V_d}{i} = 0,35 \text{ л}$

Диаметр цилиндра: $D = 2 * 10^3 \sqrt{\frac{V_h}{\pi * S}} = 76,5 \text{ мм}$

$\pi D^2 / (4 * 100) = 3,14 * 76,5^2 / (4 * 100) = 45,94 \text{ см}^2$;

Мощность двигателя: $N_e = p_e V_L n / 30\tau$

n, мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
N_e , кВт	9,9	46,51	65,71	65,38

Литровая мощность $N_L = N_e / V_L = 46 \text{ кВт/л}$;

Крутящий момент: $M_e = \frac{3 * 10^4 N_e}{\pi n}$

n, мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
M_e , Н * м	111,49	123,36	112,05	107,64

Часовой расход топлива: $G_T = N_e g_e * 10^{-3}$

n, мин ⁻¹	980	3600	5600	5800
G_T , кг/ч	3,08	11,56	18,59	19,25

2.2 Тепловой баланс двигателя

Общее количество теплоты, введенное в двигатель:

$$Q_0 = Q_e + Q_T + Q_B + Q_{н.с} + Q_{ост.} \text{ или } Q_0 = H_u G_T / 3,6$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе: $Q_e = 1000 N_e$;

Теплота, потерянная с отработавшими газами:

$$Q_T = (G_T / 3,6) * [M_2 ((mc_v'')_{t_0}^{t_T} + 8,315) t_T - M_1 ((mc_v)_{t_0}^{t_0} + 8,315) t_0];$$

Теплота, передаваемая системе охлаждения:

$$Q_B = c i D^{1+2m} n^m (H_u - \Delta H_u) / (\alpha H_u),$$

где $c = 0,5$; D - диаметр цилиндра, см; $m = 0,55$ при $n = 980$, $m = 0,6$ при $n = 3600$, $m = 0,63$ при $n = 5600$ и $m = 0,63$ при $n = 5800$ об/мин.

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания:

$$Q_{н.с} = \Delta H_u G_T / 3,6$$

Неучтенные потери: $Q_{ост.} = Q_0 - (Q_e + Q_T + Q_B + Q_{н.с.})$

n, мин ⁻¹	980		3600		5600		5800	
	Q_o		Q_o		Q_o		Q_o	
Q_o	28734	100 %	161429	100%	196120	100%	227733	100%
Q_e	9335	32,5%	60129	37,3%	64596	33,0%	61448	27,0%
Q_s	5668	19,7%	27353	17,0%	29138	14,8%	32507	14,3%
Q_r	6709	23,4%	48351	30,0%	58741	30,0%	67335	29,6%
Q_{ocm}	7022	24,4%	25595	15,9%	43643	22,3%	66443	29,2%

2.3 Внешняя скоростная характеристика двигателя

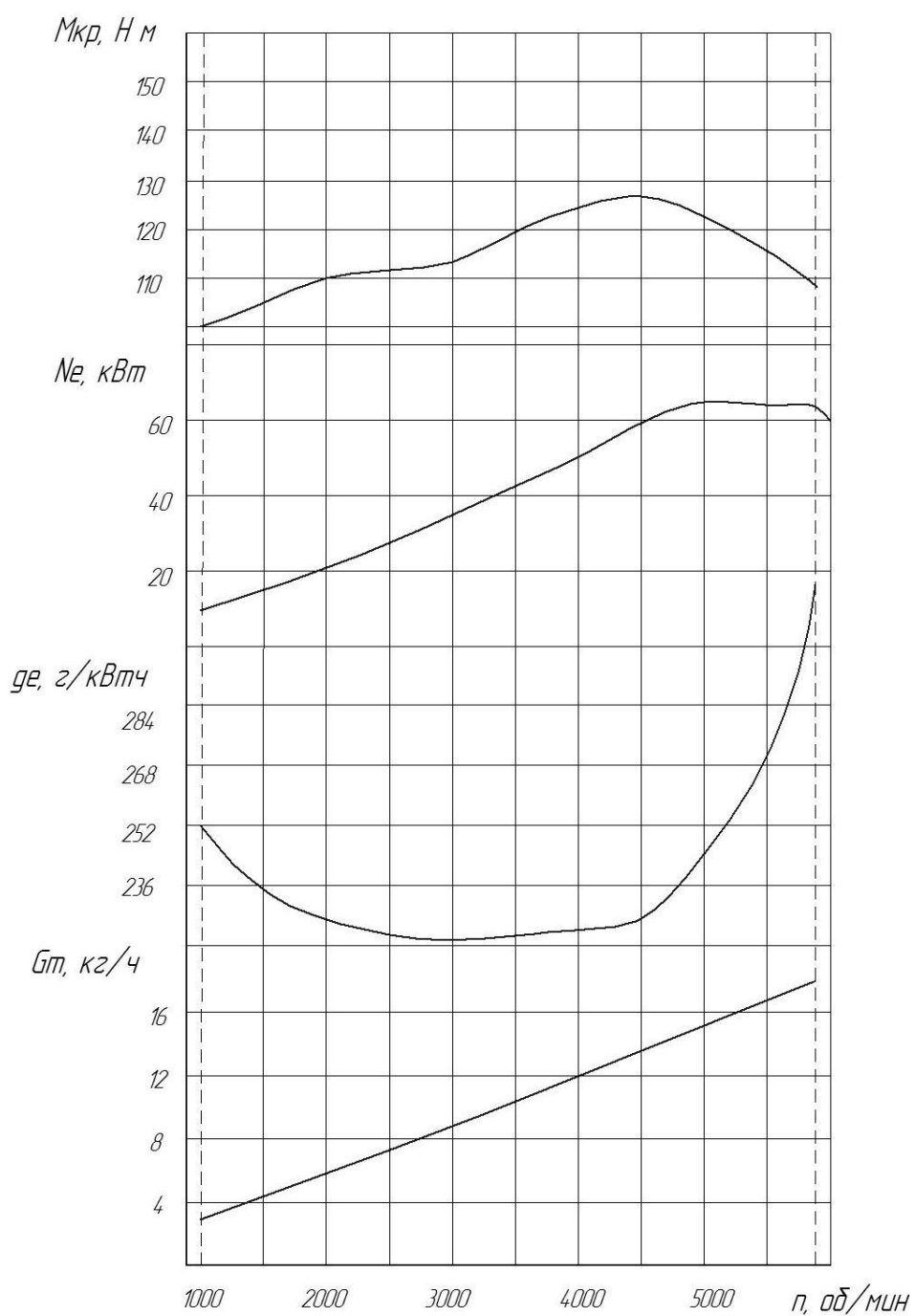


Рисунок 2.2 - Внешняя скоростная характеристика

2.4 Кинематический расчет КШМ

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) предназначен для превращения возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение коленчатого вала двигателя.

При работе ДВС в его КШМ возникают усилия, определяющие условия работы, как отдельных деталей, так и двигателя в целом. Величина и характер изменения этих усилий могут быть определены при помощи уравнений кинематики и динамики КШМ. Эти уравнения позволяют установить точное положение поршня для любого угла поворота коленчатого вала, что очень важно для расчета рабочего процесса современных ДВС, а также значения отдельных усилий действующих в различных элементах КШМ.

При рассмотрении задач кинематики и динамики КШМ вводят допущение, что угловая скорость вращения коленчатого вала величина постоянная, т.е. $\omega = const$ а, следовательно, угол поворота коленчатого вала пропорционален времени. В действительности из-за неравномерности крутящего момента двигателя $\omega \neq const$, но изменяется она в весьма незначительных пределах. Учет изменения угловой скорости коленчатого вала ведется только при рассмотрении специальных вопросов динамики, например крутильных колебаний коленчатого вала.

Центральным КШМ называют КШМ, у которого ось цилиндра совпадает с осью коленчатого вала двигателя. Схема центрального КШМ представлена на рисунке 1.2.

На рисунке 1.2 приняты следующие обозначения:

$S = AA''$ – ход поршня, м;

$S_x = AA'$ – текущее положение поршня, м;

$l = AB$ – длина шатуна, м;

$r = OB$ – радиус кривошипа коленчатого вала, м;

β - угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра, град;

ω - угловая скорость вращения

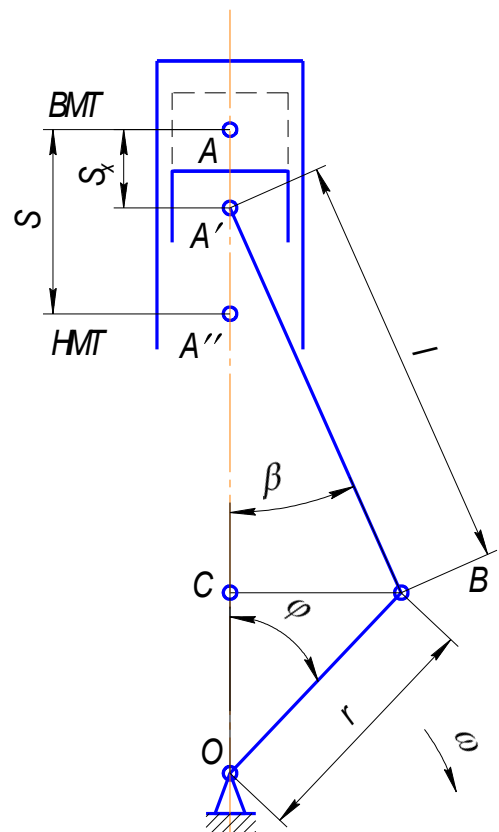


Рисунок 2.4 – Схема центрального КШМ

коленчатого вала, *рад*;

φ - угол поворота кривошипа, *град*.

Зависимость между углом поворота кривошипа φ и соответствующим ему временем t выражается формулой:

$$\varphi = \frac{360n}{60}t = 6nt,$$

где n - число оборотов коленчатого вала, *мин⁻¹*.

Зависимость между ходом поршня S и радиусом кривошипа r для центрального КШМ: $S = 2r$.

Определим зависимость перемещения поршня S_x от угла поворота кривошипа φ .

$$S = r(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda r}{4}(1 - \cos 2\varphi)$$

Скорость поршня определяется по формуле:

$$u_n = \omega \left(r \sin \varphi + \frac{\lambda r}{2} \sin 2\varphi \right)$$

Расчет ускорения поршня производится по формуле:

$$j = \omega^2 r (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi)$$

Результаты расчета представлены в таблице 2.1

Таблица 2.1. - Результаты кинематического расчета

φ , град	0	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	360
S_x , мм	0	6,4	23,1	43,4	60,9	71,9	75,6	71,9	60,9	43,4	23,1	6,4	0
u_n , м/с	0	12,38	19,63	19,79	14,66	7,41	0	-7,41	-14,66	-19,79	-19,63	-12,38	0
$j \cdot 10^3$, м/с ²	13,4	10,5	3,7	-3,0	-6,7	-7,4	-7,3	-7,4	-6,7	-3,0	3,7	10,5	13,4

2.5 Динамический расчет

Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма

Масса поршневой группы (принято $m'_п = 100 \text{ кг/м}^2$):

Алюминиевый сплав: $m_п = m'_п F_п = 100 * 0,00459 = 0,459 \text{ кг}$

Масса шатуна (принято $m'_ш = 100 \text{ кг/м}^2$):

$m_ш = m'_ш F_п = 150 * 0,00459 = 0,689 \text{ кг}$

Масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов:

$m_к = m'_к F_п = 14 * 0,00459 = 0,643 \text{ кг}$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$m_{ш.п} = 0,275 m_ш = 0,275 * 0,689 = 0,189 \text{ кг}$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$m_{ш.к} = 0,725 * m_ш = 0,725 * 0,689 = 0,499 \text{ кг}$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$m_j = m_п + m_{ш.п} = 0,459 + 0,189 = 0,648 \text{ кг}$

Массы, совершающие вращательное движение:

$m_R = m_к + m_{ш.к} = 0,643 + 0,499 = 1,142 \text{ кг}$

Удельные и полные силы инерции

Удельная сила инерции возвратно-поступательных движущихся масс:

$$p_j = -\frac{j m_j}{F_п} = -j 0,648 * \frac{10^{-6}}{0,00459} = -j 141 * 10^{-6} \text{ МПа,}$$

где j принимается из кинематического расчета

Центробежная сила инерции вращающихся масс:

$K_R = -m_R R \omega^2 = -1,142 * 0,0378 * 544^2 * 10^{-3} = -12,77 \text{ кН}$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна:

$K_{Rш} = -m_{ш.к} R \omega^2 = -0,499 * 0,0378 * 544^2 * 10^{-3} = -5,58 \text{ кН}$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа

$K_{Rк} = -m_к R \omega^2 = -0,643 * 0,0378 * 544^2 * 10^{-3} = -7,19 \text{ кН}$

Удельные суммарные силы

Удельная сила (МПа), сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$p = \Delta p_r + p_j$$

Удельная нормальная сила (МПа):

$$p_N = p \tan \beta$$

Удельная сила (МПа), действующая вдоль шатуна:

$$p_s = p(\cos \beta)$$

Удельная сила (МПа), действующая по радиусу кривошипа:

$$p_k = p \cos(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

Удельная тангенциальная сила (МПа):

$$p_T = p \sin(\varphi + \beta) / \cos \beta$$

Тангенциальные силы (кН):

$$T = p_T F_{\pi} = p_T 0,00459 * 10^3$$

Крутящие моменты

Крутящий момент одного цилиндра:

$$M_{кр.ц} = TR = T * 0,038 * 10^3 \text{ Н * м}$$

Период изменения крутящего момента:

$$\theta = 720/i = 720/4 = 180^\circ$$

Суммирование значений крутящих моментов всех цилиндров двигателя осуществляется через каждые 10° угла поворота коленчатого вала.

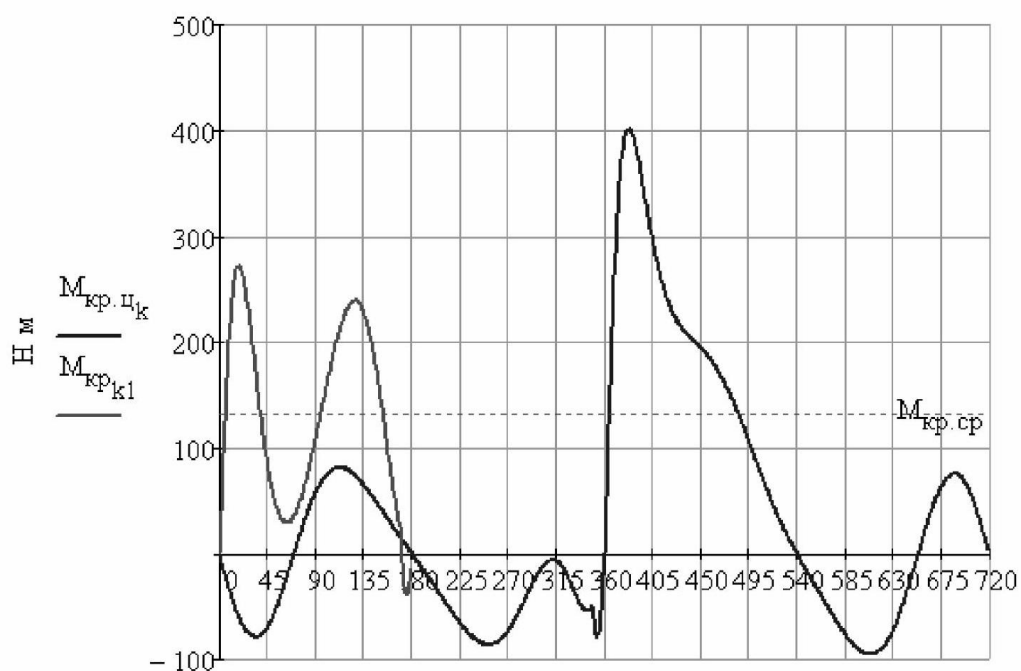


Рисунок 2.5 - Изменение крутящего момента

Силы, действующие на шатунную шейку коленчатого вала

Суммарные силы, действующие на шатунную шейку по радиусу кривошипа:

$$P_k = K + K_{R.ш} = (K - 5,58)кН,$$

где $K = p_k F_{\Pi} = p_k * 0,00459 * 10^3 кН.$

Результаты расчета в виде графиков представлены в приложении А.

2.6 Расчет систем о

2.6.1 Расчет системы охлаждения

Расчет основных конструктивных элементов системы охлаждения производится исходя из количества тепла, отводимого от двигателя в единицу времени.

Охлаждение двигателя применяется в целях принудительного отвода тепла от нагретых деталей для обеспечения оптимального теплового состояния двигателя и его нормальной работы. большую часть отводимого тепла воспринимается системой охлаждения. меньшая - системой смазки и непосредственно окружающей средой.

В качестве жидкого охлаждающего вещества используют высококипящие жидкости (вода и др.)

Расчет водяного насоса

Водяной насос служит для непрерывной циркуляции воды в системе охлаждения. Наибольшее применение получили центробежные насосы с односторонним подводом жидкости.

Из теплового баланса:

Количество тепла, отводимого от двигателя охлаждающей жидкостью

$$Q_B = \begin{pmatrix} 7,33 * 10^3 \\ 4,04 * 10^4 \\ 5,34 * 10^4 \\ 5,46 * 10^4 \end{pmatrix} Дж/с$$

Средняя теплоемкость воды: $c_{\text{ВОДЫ}} := 4187 Дж/(кг K)$

Средняя плотность жидкость (для расчета принимается вода): $\rho_{ж} := 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$

Напор создаваемый насосом: $p_{ж} := 120000 \text{ Па}$

Частота вращения насоса: $n_{насоса} = 5,8 * 10^3 \text{ мин}^{-1}$

Температурный перепад при принудительной циркуляции: $\Delta T_{ж} := 10$

Циркуляционный расход охлаждающей жидкости в системе охлаждения:

$$G_{ж} = \frac{Q_{В4}}{c_{воды} \rho_{ж} \Delta T_{ж}} = 1,3 * 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$$

Расчетная производительность насоса:

Коэффициент подачи $\eta_{Н} := 0.8$

$$G_{ж.р.} = \frac{G_{ж}}{\eta_{Н}} = 1,63 * 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$$

Мощность потребляемая водяным насосом:

Механический К.П.Д. водяного насоса $\eta_{М.Н.} := 0.85$

$$N_{В.Н.} = \frac{G_{ж.р.} \cdot p_{ж}}{1000 \cdot \eta_{М.Н.}} = 0,23 \text{ кВт}$$

Расчет радиатора.

Радиатор представляет собой теплообменный аппарат для воздушного охлаждения воды, поступающей от нагретых деталей двигателя. Расчет радиатора состоит в определении поверхности охлаждения, необходимой для передачи тепла от воды к окружающему воздуху.

Средняя теплоемкость воздуха: $C_{возд} = 100 \text{ Дж}/(\text{кг К})$

Объемный расход жидкости, проходящей через радиатор:

$$G_{ж.р.} = 1,63 * 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{с}$$

Температурный перепад воздуха в решетке радиатора: $\Delta T_{возд} = 25 \text{ К}$

Количество воздуха, проходящего через радиатор:

$$G_{возд} = \frac{Q_{В4}}{c_{возд} \Delta T_{возд}} = 2,18 \text{ кг}/\text{с}$$

Массовый расход жидкости, проходящей через радиатор:

$$G_{ж} = G_{ж.р.} \cdot \rho_{ж} = 1,63 \text{ кг}/\text{с}$$

Температура воздуха перед радиатором: $T_{\text{возд.вход}} = 313 \text{ K}$

Средняя температура охлаждающего воздуха, проходящего через радиатор:

$$T_{\text{ср.возд}} = \frac{(T_{\text{возд.вход}} + \Delta T_{\text{возд}})}{2} = 326 \text{ K}$$

Температурный перепад жидкости в радиаторе: $\Delta T_{\text{ж}} = 10 \text{ K}$

Температура жидкости перед радиатором: $T_{\text{ж.вх.}} = 360 \text{ K}$

Средняя температура жидкости в радиаторе: $T_{\text{ср.ж}} = \frac{(T_{\text{ж.вход}} + \Delta T_{\text{ж}})}{2} = 355 \text{ K}$

Коэффициент теплопередачи: $K = 150 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{K}}$

Поверхность охлаждения радиатора: $F = \frac{Q_{B4}}{K(T_{\text{ср.ж}} - T_{\text{ср.возд}})} = 12,34 \text{ м}^2$

Расчет вентилятора.

Вентилятор служит для создания направленного воздушного потока, обеспечивающего отвод тепла от радиатора:

Напор, создаваемый вентилятором: $\Delta p_{\text{мп}} = 800 \text{ Па}$

Атмосферное давление: $p_0 = 0,1 \text{ МПа}$

Удельная газовая постоянная для воздуха: $R_B = 287 \text{ Дж}/(\text{кг град})$

Плотность воздуха при средней его температуре в радиаторе: $\rho_{\text{возд}} = 1,07 \text{ кг}/\text{м}^3$

Производительность вентилятора: $G'_{\text{возд}} = \frac{G_{\text{возд}}}{\rho_{\text{возд}}} = 2,04$

Скорость воздуха перед фронтом радиатора без учета скорости движения автомобиля: $\omega_{\text{возд}} = 22 \text{ м}/\text{с}$

Фронтальная поверхность радиатора: $F_{\text{фр.рад}} = \frac{G_{\text{возд}}}{\omega_{\text{возд}}} = 0,09$

Диаметр вентилятора: $D_{\text{вент}} = 0,34 \text{ м}$

Безразмерный коэффициент для плоских лопастей: $\psi_{\text{л}} = 2,9$

Окружная скорость вентилятора: $u = \psi_{\text{л}} \sqrt{\frac{\Delta p_{\text{мп}}}{\rho_{\text{возд}}}} = 79,3 \text{ м}/\text{с}$

Частота вращения вентилятора: $n_{вент} = 4406 \text{ об/мин}$

КПД вентилятора: $\eta_v = 0,6$

Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора: $N_{вент} = \frac{G_{возд} \Delta p_{тр}}{1000 \eta_v} = 2,72 \text{ кВт}$

2.6.2 Масляная система охлаждения

Масляная система обеспечивает смазку деталей двигателя с целью уменьшения трения, предотвращения коррозии, удаления продуктов износа и частичное охлаждение отдельных узлов. В зависимости от типа и конструкции двигателя применяют систему смазки разбрызгиванием, под давлением и комбинированную. Большинство автомобильных двигателей имеют комбинированную систему смазки.

Одним из основных элементов системы смазки является масляный насос. Масляный насос служит для подачи масла к трущимся поверхностям движущихся частей двигателя.

2.6.2 Расчет системы смазки

Из теплового баланса количество тепла, отводимого от двигателя системой смазки:

$$Q_0 = \begin{pmatrix} 3,75 * 10^4 \\ 1,41 * 10^5 \\ 2,27 * 10^5 \\ 2,33 * 10^5 \end{pmatrix} \text{ Дж/с}$$

Средняя теплоемкость масла: $C_{масла} = 2094 \text{ Дж/(кг К)}$

Средняя плотность масла: $\rho_{масла} = 90 \text{ кг/м}^3$

Температура нагрева масла в двигателе: $\Delta T_{масла} = 10 \text{ К}$

Рабочее давление масла в системе: $P = 4 * 10^4 \text{ МПа}$

Циркуляционный расход масла в системе смазки:

$$V_{ц} = \frac{Q_{M4}}{C_{масла} \rho_{масла} \Delta T_{масла}} = 2,49 * 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с}$$

Циркуляционный расход с учетом стабилизации давления масла в системе смаз-

ки: $V' = 2V_u = 4,99 * 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с}$

Расчетная производительность насоса при объемном коэффициенте подачи:

$$\eta_n = 0,7$$

$$V_p = \frac{V'}{\eta_n} = 7,12 * 10^{-4} \text{ м}^3 / \text{с}$$

Мощность потребляемая масляным насосом: $N_H = \frac{V_p P_{\text{масла}}}{1000 \eta_{\text{м.н.}}} = 0,34 \text{ кВт}$

3 СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

3.1 Общие сведения

В настоящее время, как было показано ранее, распространение получили 3-х компонентные нейтрализаторы, устраняющие три основных нормируемых токсичных компонента (СО, СН, NO_x) [37 - 41]. Эффективность таких нейтрализаторов существенно зависит от двух основных факторов:

- температуры каталитического блока;
- состава смеси, который должен соответствовать стехиометрическому.

Для решения вопроса уменьшения времени, необходимого для начала эффективного функционирования системы нейтрализации ОГ, сегодня используются различные методы, в частности:

- используются небольшие, для быстрого прогрева (стартовые), нейтрализаторы;
- используются термические, электрические и др. подогреватели нейтрализатора;
- используются материалы с низкой теплоемкостью (например, стальные коллекторы вместо чугунных);
- используются теплоизолирующие технологии (например, керамические покрытия внутренней поверхности выпускного коллектора);
- приближение основного нейтрализатора к двигателю (нейтрализатор выполнен вместе с выпускным коллектором - катколлектор).

Комплексное использование перечисленных методов позволяет обеспечить эффективную работу системы нейтрализации ОГ уже через 30 - 60 секунд с момента пуска двигателя. Однако практика показывает, что обеспечить работу двигателя на стехиометрическом составе смеси ($\alpha = 1$) через 30 – 40 секунд с момента пуска двигателя невозможно, вследствие низкой температуры двигателя.

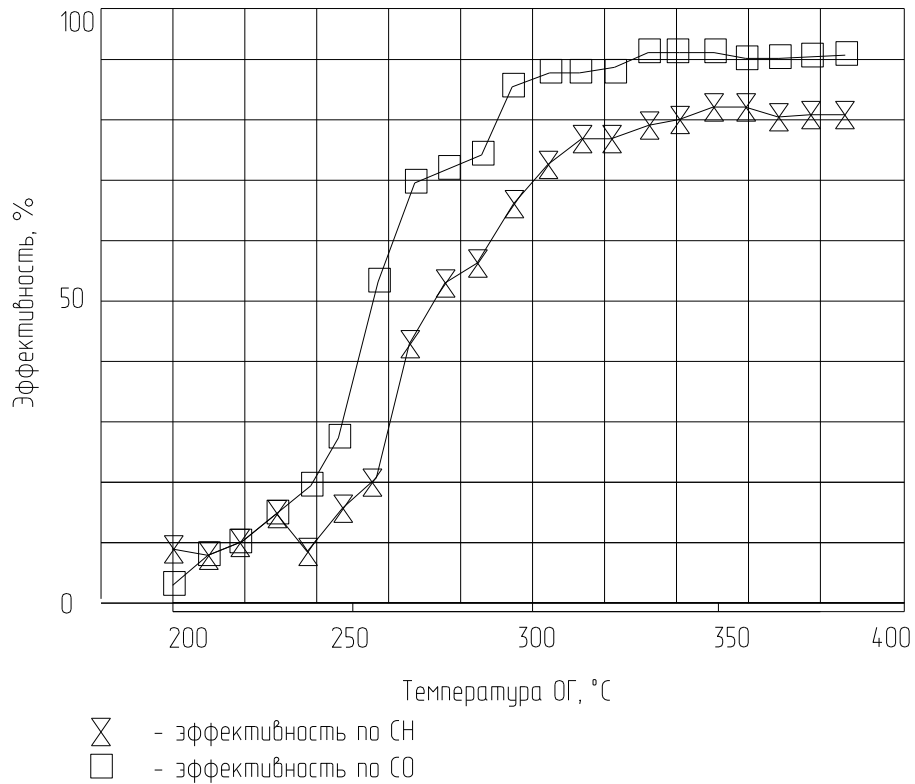


Рисунок 3.1 - Эффективность нейтрализатора в зависимости от температуры ОГ.

На рисунке 3.2 представлено изменение состава смеси двигателя, необходимого для его нормальной работы, и текущей температуры двигателя в период испытания автомобиля типа ВАЗ-1119 по ездовому циклу ЕРА.

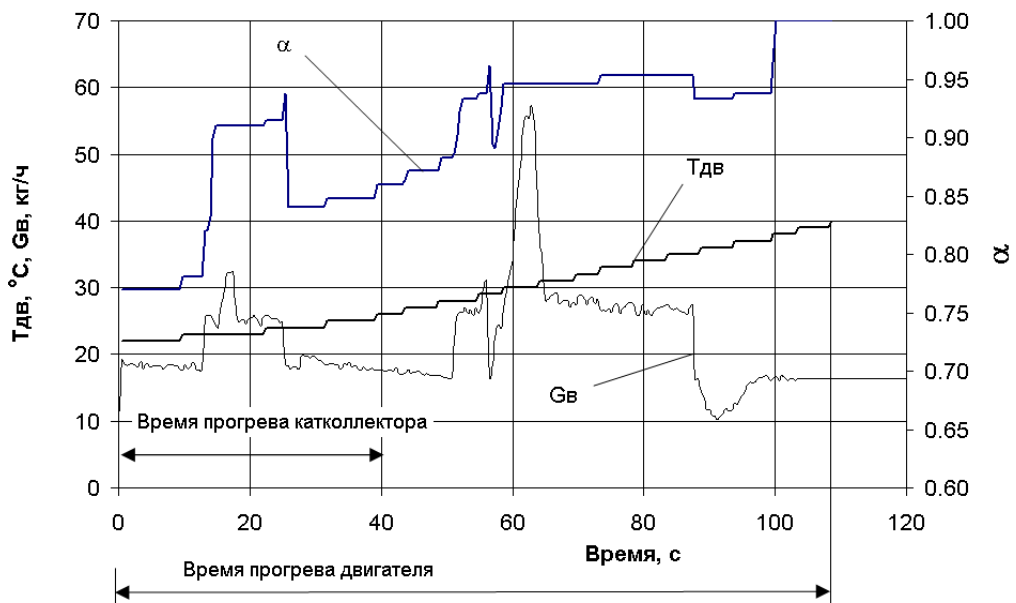


Рисунок 3.2 – Изменение температуры и состава смеси двигателя при ездовых испытаниях автомобиля

Из рисунка видно, что прогрев двигателя до температуры, при которой обеспечивается устойчивая работа двигателя с $\alpha = 1$, составляет примерно 110 – 120 секунд. Необходимо отметить, что с понижением температуры окружающей среды длительность прогрева двигателя существенно увеличится. Характерные значения состава смеси от температуры двигателя представлены на рисунке 3.3.

Кроме этого, чрезмерно богатая смесь, характерная для режимов прогрева двигателя, отрицательно сказывается на ресурсе каталитического блока, т.к. закоксуывается рабочая поверхность катализатора, что приводит к преждевременному выходу его из строя.

Необходимо также отметить, что при работе на режимах пуска и прогрева двигателя низок механический КПД двигателя, главным образом вследствие повышенной вязкости моторного масла. Поэтому любое уменьшение механических потерь на рассматриваемых режимах является положительным фактором. Также известно, что на рассматриваемых режимах до 30 % всех механических потерь приходится на насосный ход двигателя, вследствие глубокого дросселирования. Уменьшение потерь на насосный ход двигателя позволит значительно сократить количество подаваемого топлива в ДВС и тем самым уменьшить токсичность.

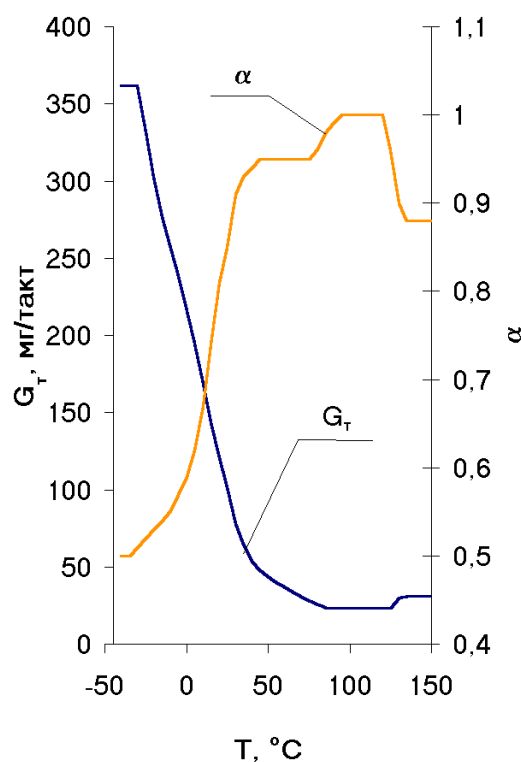


Рисунок 3.3 – Изменение состава смеси и цикловой подачи топлива в ДВС в зависимости от температуры.

3.2 Предпосылки к проведению расчета

Эффективность работы систем подачи вторичного воздуха в значительной степени зависит от условий подачи воздуха в выпускные трубопроводы. Эксперименты показали, что наибольшая эффективность работы таких систем обеспечивается при обеспечении условий:

- максимально высокая температура ОГ, возможная при заданных условиях;
- вторичный воздух должен максимально равномерно распределиться по объему, смешаться с отработавшими газами для обеспечения гомогенного состава смеси на входе в нейтрализатор;
- достаточное время для протекания реакций окисления.

На рисунке 3.4 представлена зависимость изменения выбросов несгоревших углеводородов СН в зависимости от времени реакции окисления и температуры ОГ, при условии, что смесь гомогенна. Линиями на графике показаны предел 90 % окисления СН по отношению к исходному уровню.

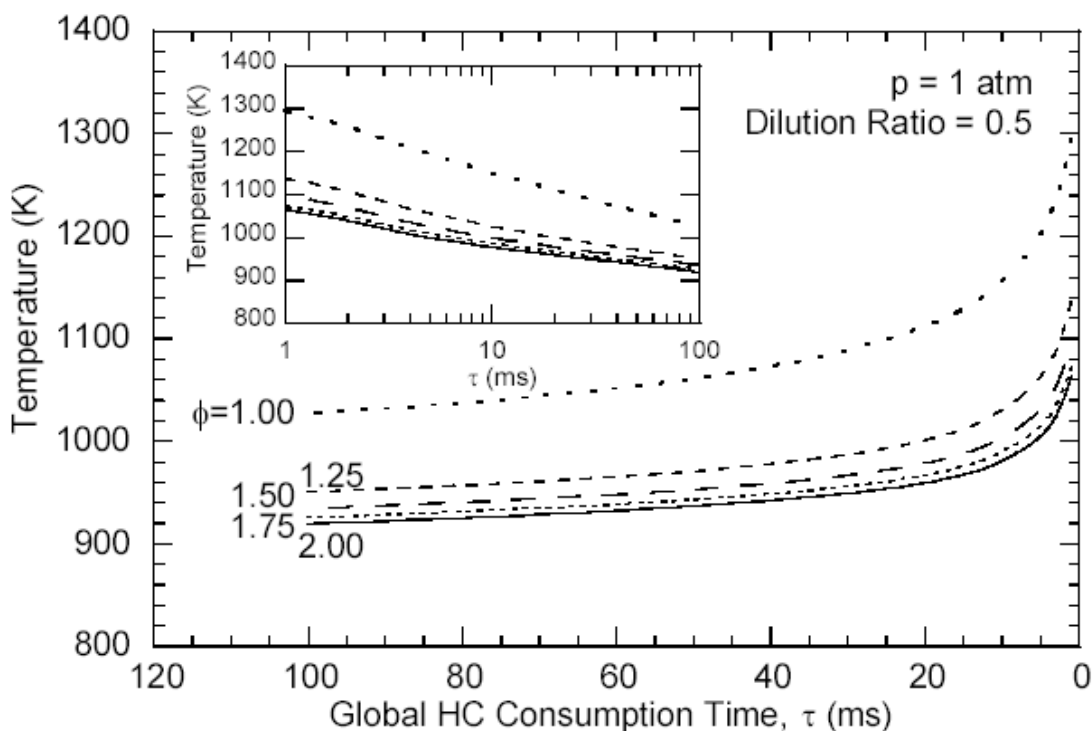


Рисунок 3.4 - Зависимость выбросов несгоревших углеводородов СН.

На рисунке приняты следующие обозначения:

τ - время, соответствующее времени протекания реакций окисления угле-

водородов;

p – давление;

Dilution Ratio – отношение массового количества вторичного воздуха к количеству ОГ;

ϕ - величина, обратная коэффициенту избытка воздуха.

Выполнение первого и второго условия возможно обеспечить различными способами, например, обеспечить подачу вторичного воздуха максимально близко к выпускному клапану, в идеале подачу воздуха необходимо обеспечить непосредственно под выпускной клапан ДВС. На рисунке 3.5 представлен способ подачи вторичного воздуха предложенной фирмой AUDI и реализованной на двигателе 1.8L 5V.

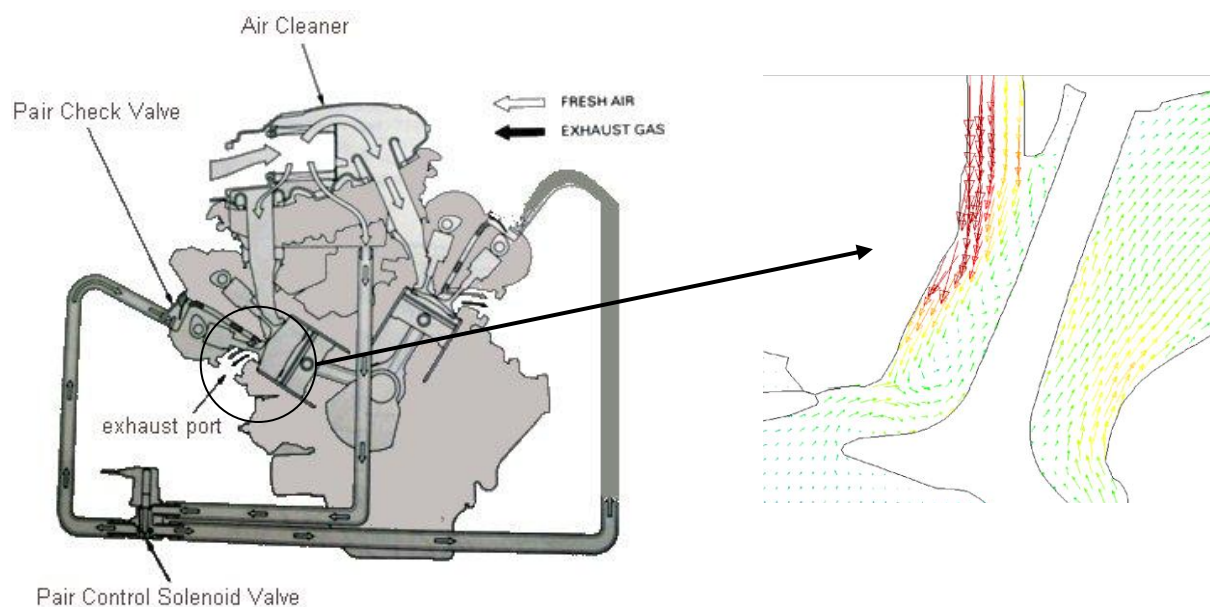


Рисунок 3.5 – Система подачи вторичного воздуха непосредственно под выпускной клапан двигателя

Выполнение третьего условия, а именно обеспечения достаточного времени для протекания реакций окисления, зависит главным образом от типа системы выпуска. Из рисунка 3.4 видно, что время протекания реакций окисления необходимо обеспечить примерно 50 – 100 мс.

Необходимо отметить, что окисление продуктов неполного сгорания на такте выпуска может происходить с выделением тепла, способствующего быст-

рому прогреву нейтрализатора при всех прочих положительных факторах. Методик позволяющих однозначно определить изменение температуры ОГ при добавке вторичного воздуха в ОГ сегодня не существует.

Все вышесказанное позволяет сформулировать основные требования, предъявляемые к системе подачи вторичного воздуха.

1. Состав смеси непосредственно перед нейтрализатором должен соответствовать стехиометрическому, либо быть чуть больше.
2. Подача воздуха должна осуществляться по возможности максимально близко к выпускному клапану.
3. Вторичный воздух должен максимально равномерно распределиться по объему системы выпуска перед нейтрализатором.
4. Система выпуска должна обеспечивать время для протекания реакций окисления на режимах пуска и прогрева не менее 50 – 100 мс.
5. По возможности обеспечить подвод вторичного воздуха с минимальными затратами энергии для предотвращения перерасхода топлива на режимах пуска и прогрева ДВС.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенной работы была проведена оценка возможности использования системы подачи вторичного воздуха для оптимизации работы нейтрализатора на режимах пуска и прогрева двигателя. При этом были решены следующие задачи:

- проанализирован современный уровень техники по этому вопросу;
- проанализированы различные варианты решения поставленной задачи;
- проведены необходимые расчеты позволившие оценить работоспособность спроектированной систему подачи вторичного воздуха;

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧЕНИКОВ

1. ДВС. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. Учебник / под редакцией А.С. Орлина и Н.Г. Круглова.– М.: Машиностроение, 1990.
2. Подымов В.Н., Северянин В.С., Щелоков Я.М. Прикладные исследования вибрационного горения. – Казань: издательство КГУ, 1978.
3. Раушенбах Б.В. Вибрационное горение. – М.: Физмат, 1961.
4. «Что вы знаете о сверхадиабатике?» – «Известия», 17 июля 1997 г.
5. Кноре В.Г., Махов В.З., Славинская С.С. Некоторые особенности воспламенения газоздушных смесей при поджатии. – Сб. Улучшение показателей работы автомобильных и тракторных двигателей. – М.: 1990, с.51 – 58.
6. Влияние режима принудительного холостого хода на процесс сгорания в ДВС. – Экспресс информация. «Поршневые и газотурбинные двигатели». М.: 1990, № 46, с. 7.
7. Заманщиков В.В. Распространение волны горения в узкой трубке. – В кн.: Химическая физика процессов горения и взрыва. Материалы XI симпозиума по горению и взрыву. Черноголовка, 1996, т. I, ч. I.
8. Рыбанин С.С. Организация и самоорганизация волновых режимов сверхадиабатического горения. – В кн.: Химическая физика процессов горения и взрыва. Материалы XI симпозиума по горению и взрыву. Черноголовка, 1996, т. I, ч. II, с. 235.
9. Вуйцицкий С., Педров П.Д., Коробейников В.П., Макаров В.В., Семёнов И.В. Теоретическое и экспериментальное моделирование нового типа электрохимического пульсирующего детонационного двигателя. – В кн.: Химическая физика процессов горения и взрыва. Материалы XI симпозиума по горению и взрыву. Черноголовка, 1996, т. I, ч. II, с. 260.
10. Архипов В.А., Матвиенко О.В. Горение закрученного газового потока в нестационарных условиях. – В кн. Химическая физика процессов горения и

взрыва. Материалы XI симпозиума по горению и взрыву. Черноголовка, 1996, т. I, ч. II, с. 253.

11. Гупта А., Лилли Д., Сайред Н.. Закрученные потоки. – М.: «Мир», 1987.

12. Артюх А.Ю., Ицкова П.Г., Лукьянов А.Т. Критические и резонансные явления в неадиабатическом пламени. – В кн.: Химическая физика процессов горения и взрыва. Горение. Тезисы X симпозиума по горению и взрыву. Черноголовка, 1992, с. 55.

13. Соболев С.Л., Манелис Г.Б. Волны горения с учётом процессов релаксации энергии между внутренними и поступательными степенями свободы. – В кн. Химическая физика процессов горения и взрыва. Горение. Тезисы X симпозиума по горению и взрыву. Черноголовка, 1992, с. 55.

14. Махов В.З., Кнорре В.Г., Вилькавичус Г.П., Славинскас С.С. Исследование воспламенения поджигаемых топливно-воздушных смесей. – В кн. Химическая физика процессов горения и взрыва. Горение. Тезисы X симпозиума по горению и взрыву. Черноголовка, 1992, с. 171.

15. Лукачѐв С.В. О возможностях снижения выброса бенз(а)пирена с отработавшими газами авиационных ГТД. – В кн. Химическая физика процессов горения и взрыва. Горение. Тезисы X симпозиума по горению и взрыву. Черноголовка, 1992, с. 188.

16. Алимов К.К., Афанасьев В.В., Петров М.И., Степанов Н.И. О возможности управления процессом горения в топочных устройствах. – В кн. Химическая физика процессов горения и взрыва. Горение. Тезисы X симпозиума по горению и взрыву. Черноголовка, 1992, с. 191.

17. Пирамишвили Ш.А., Новиков Н.Н., Латышев А.В. Воспламенение ацетилена в вихревом трансформаторе. – В кн.: Вихревой эффект и его промышленное применение. Материалы III Всесоюзной научно-технической конференции. Куйбышев, 1981, с. 132.

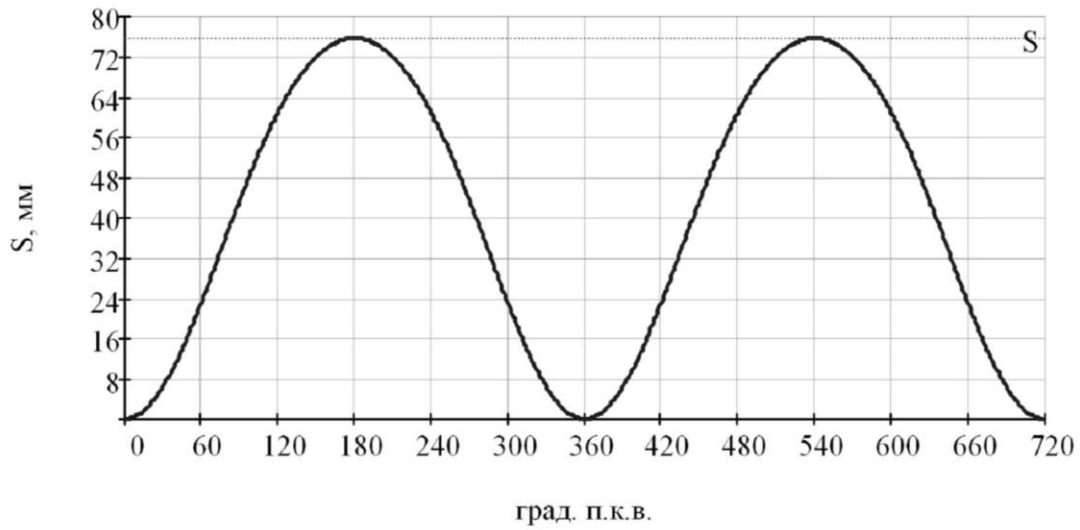
18. Рамоновский Г.Ф., Шаповалов Ю.А. Способ нейтрализации отработавших газов двигателя внутреннего сгорания и устройство для его осуществления. – Описание изобретения к авторскому свидетельству № 1460368.

19. Абдуллин А.Д., Халидуллин А.Р. Способ нейтрализации отработавших газов многоцилиндрового ДВС и устройство для его осуществления. – Описание изобретения № 1536027.
20. Плазменные реакторы для очистки отработавших газов дизелей от NOx. Реферативный журнал «ДВС», 6.39.70, 1977, с.8.
21. Перспектива применения рециркуляции отработавших газов. – Реферативный журнал «ДВС», 8.39.105, 1997, с.10.
22. Создание технического центра по разработке методов снижения токсичности отработавших газов. – Реферативный журнал «ДВС», 5.39.70, 1997, с.8.
23. Муми Д.Ж.У., Фаш Дж.В. и Ирби М.Р. Зажигание высокоскоростных газовых струй нагретыми цилиндрическими стержнями./Вопросы горения. Сборник переводов статей. Т 2 , с.3. М.: 1953.
24. Лонгвелл Дж., Шеневи Дж., Кларк В и Фрост Е. Устойчивость пламени в высокоскоростном газовом потоке с помощью препятствия./Вопросы горения. Сборник переводов статей. Т 1, с.65, М.: 1953.
25. Мищенко А.И. Применение водорода для автомобильных двигателей. – Киев: Наукова думка, 1984.
26. Кадыров Ф.К. Двигатель внутреннего сгорания. Авторское свидетельство № 17040745. БИ, №22,1992.
27. Типрембель, Флетчер. Исследование газодинамических и тепловых характеристик простой резонансной трубы. – Ракетная техника и космонавтика, 1977, т.15, № 1, с.115.
28. Типрембель, Флетчер, Вольф. Теплофизические характеристики резонансных труб прямоугольного сечения с тупыми кромками. – Ракетная техника и космонавтика, 1977, т.15, № 7, с.12.
29. Типрембель, Флетчер. Теплофизические характеристики резонансных труб, работающих на дозвуковых струях. – Ракетная техника и космонавтика, 1978, т.16, № 2, с.117.

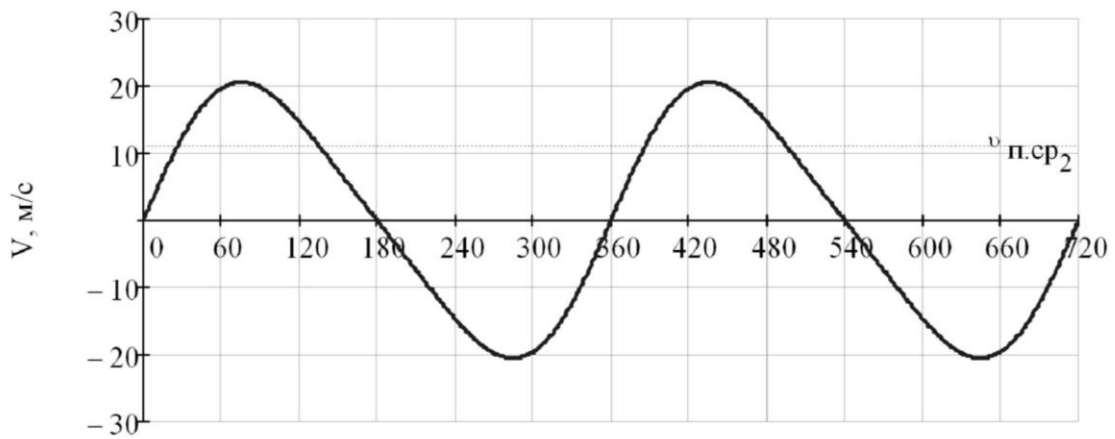
30. Елисеев Ю.Б., Черкез А.Я. Газодинамический способ нагрева газа ударными волнами в глухом канале. – Описание изобретения к авторскому свидетельству № 354235.
31. Лысков В.Я., Шилин А.Н. Камера пульсирующего горения. – Описание изобретения к авторскому свидетельству № 544827.
32. Иванов И.Э., Крюков И.А. Численное исследование нестационарных течений в газодинамическом воспламенителе. Вторая международная конференция по неравновесным процессам в соплах и трубах. Россия, С.Петербург, 22 – 28 июня 1998.
33. Основы горения углеводородных топлив/ Перевод с англ. под ред. А.Н. Хитрина. – М.: «Иностранная литература», 1960.
34. Аввакумов А.М., Чучкалов Н.А., Щелоков, Л.М. Нестационарное горение в энергитических установках, Ленинград, “Недра” 1987.
35. Хитрин А.Н. Физика горения и взрыва. – М.: Изд. Московского университета, 1957.
36. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. – М.: Высшая школа, 1980.
37. Wentworth J.T. SAE. Combust., Sci. Technol., 4, 970100. – 1970.
38. Sogaard, J. Schramm, T.K. Jensen, Reduction of UHC-emissions from natural gas fired SI-engine – production and application of steam reforming natural gas. SAE Technical Paper Series No. 2000-01-2823, 2000
39. J.E. Kirwan, A.A. Quader, M.J. Grieve, Advanced engine management using on-board gasoline partial oxidation reforming for meeting super-ULEV (SULEV) emissions standards. SAE Technical Paper Series No. 1999-01-2927, 1999
40. John F. Cassidy. Emissions and total energy consumption of a multicylinder piston engine running on gasoline and a hydrogen-gasoline mixture. Lewis Research Center, Cleveland, Ohio, 1977.
41. Mike Allen. Water-Powered Cars: Hydrogen Electrolyzer Mod Can't Up MPG's. Popular Mechanics, August 7, 2008

Приложение А

Результаты кинематического и динамического расчета (обязательное)

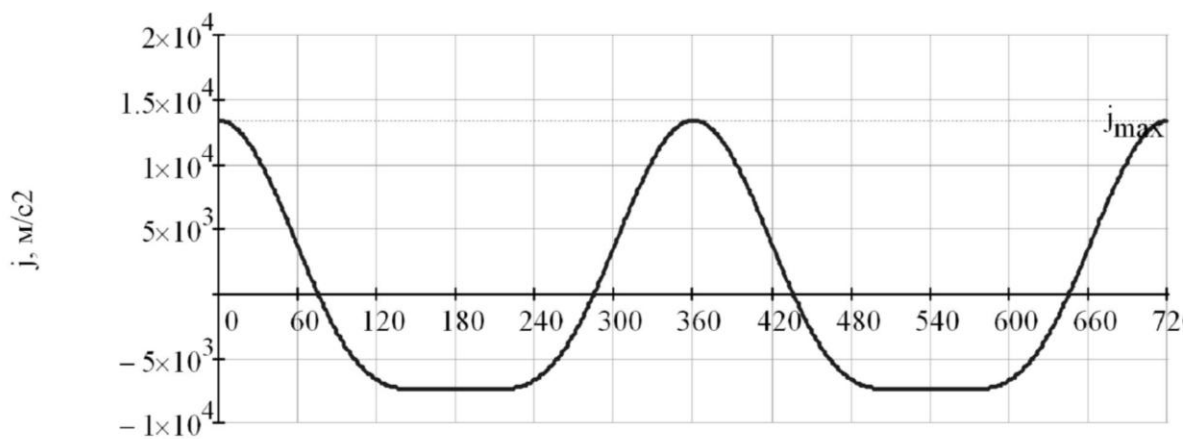


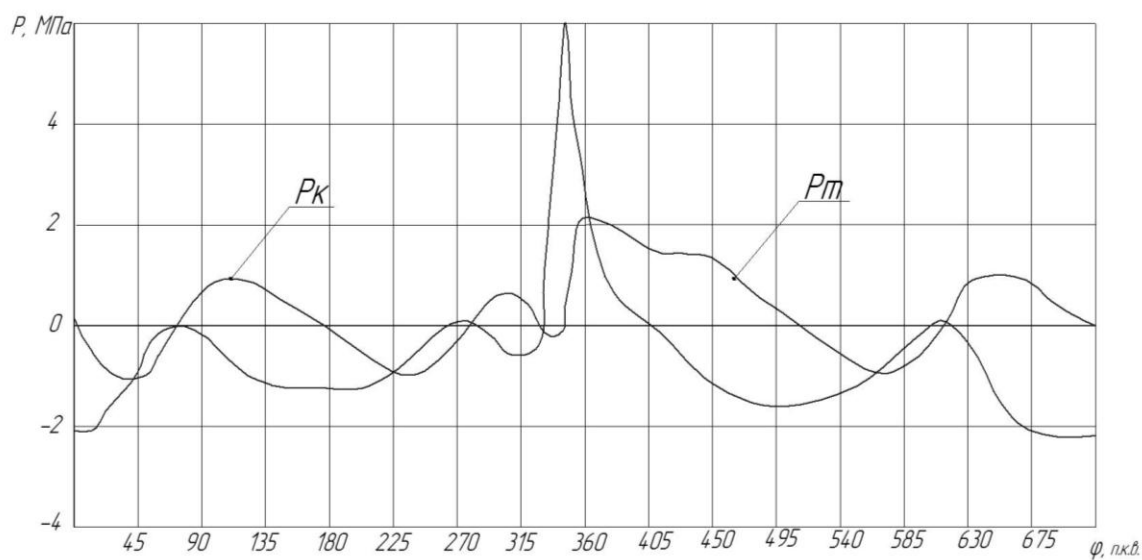
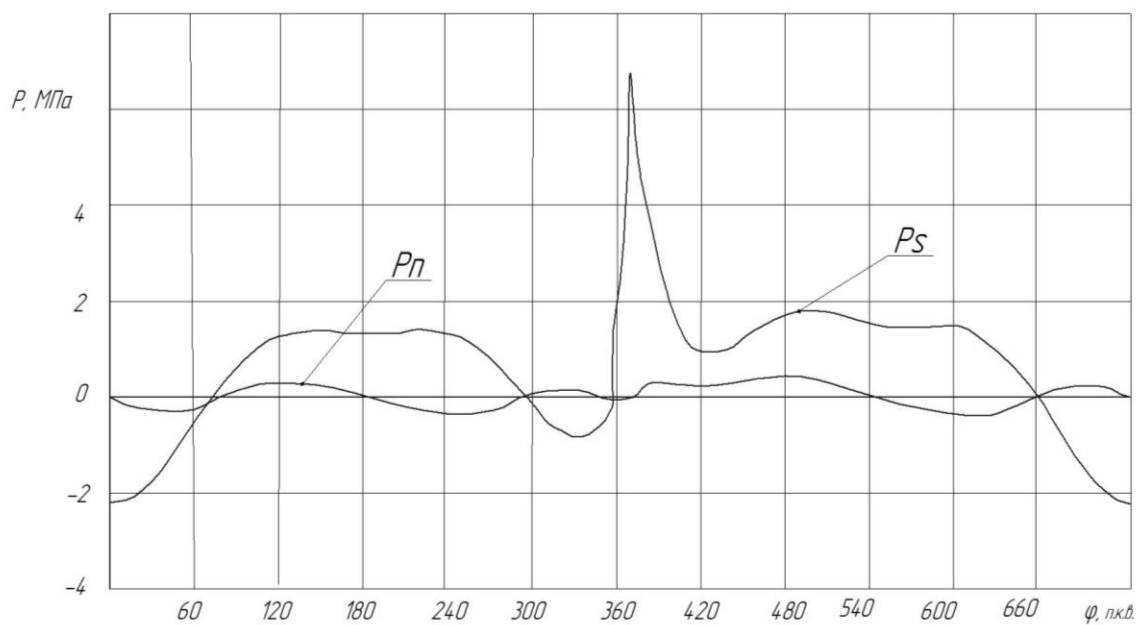
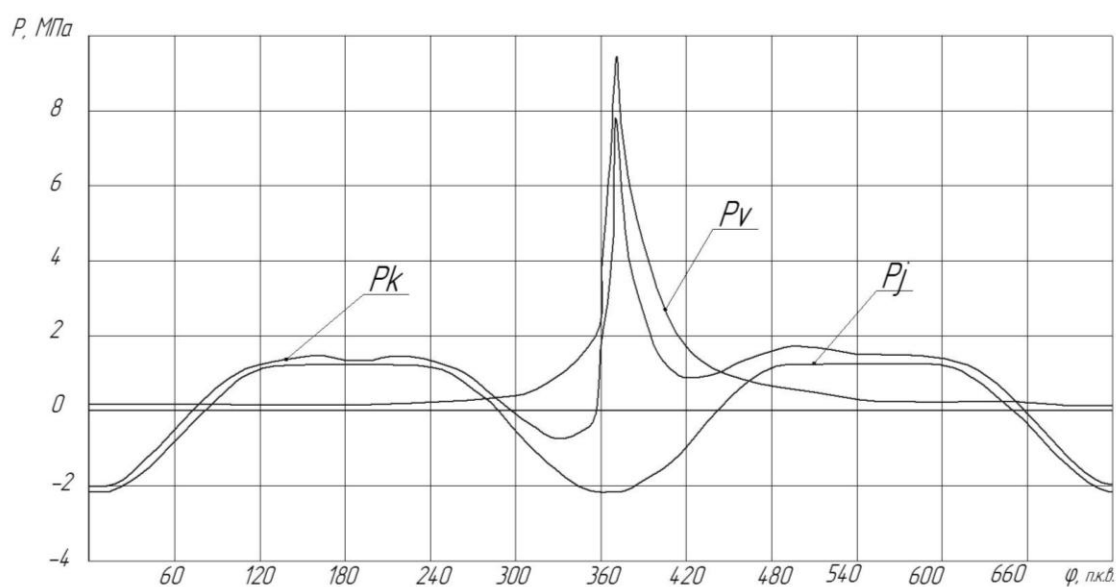
Перемещение поршня



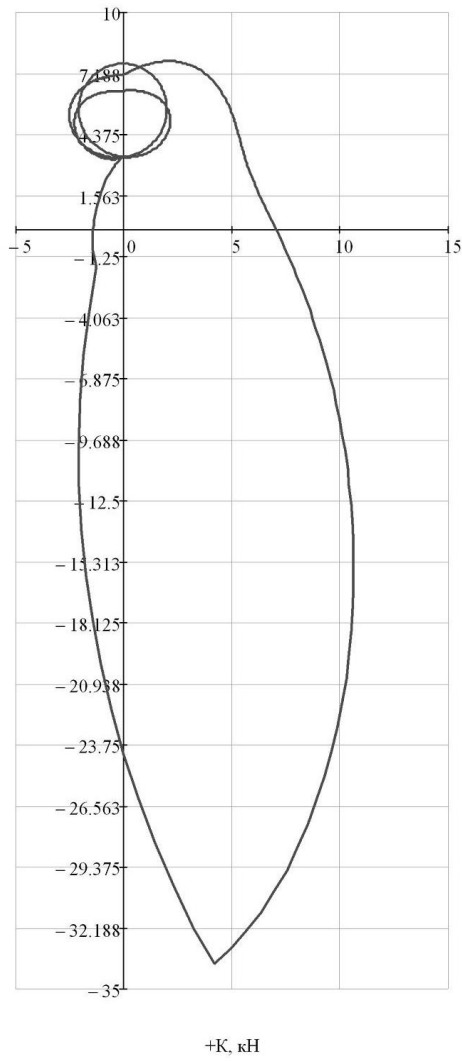
град. п.к.в.

Скорость поршня





Полярная диаграмма нагрузки на
шатунную шейку



Полярная диаграмма нагрузки на
коренную шейку

