

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

Институт энергетики и электротехники.
(институт, факультет)

Энергетические машины и системы управления.
(кафедра)

13.03.03 (141100.62) «Энергетическое машиностроение»
(код и наименование направления подготовки, специальности)

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Автомобильный двигатель с улучшенными экономическими
показателями

Студент(ка)	<u>В.С. Слепцов</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>
Руководитель	<u>Д.А. Павлов</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>
Консультант	<u>М.И. Фесина</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>
Нормоконтроль	<u>А.Г. Егоров</u> (И.О. Фамилия)	<u>(личная подпись)</u>

Допустить к защите
Зав. кафедрой «ЭМСУ»

к.т.н., доцент Д.А. Павлов
(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

(личная подпись)

« » 2016 г.

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

ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ
(институт)
Энергетические машины и системы управления
(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ
Зав.кафедрой ЭМиСУ
_____ Д.А. Павлов
(подпись) (И.О.
Фамилия)
« ____ » _____ 20__ г.

ЗАДАНИЕ

на выполнение бакалаврской работы

Студент Слепцов Виктор Сергеевич

1. Тема Автомобильный двигатель с улучшенными экономическими показателями
2. Срок сдачи студентом законченной выпускной квалификационной работы 16-22.06.16
3. Исходные данные к выпускной квалификационной работе Двигатель ВАЗ – 21126, Vh = 1,596л, n = 6000 об/мин⁻¹, ε = 13,5, λ = 0,29,

4. Содержание выпускной квалификационной работы (перечень подлежащих разработке вопросов, разделов)
Состояние вопроса, тепловой расчет, кинематический и динамический расчет, расчет систем смазки и охлаждения.
5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала
Продольный и поперечный чертеж двигателя -2(A1), лист диаграмм теплового расчета – 1(A1), лист диаграмм кинематического и динамического расчета – 2(A1)
6. Консультанты по разделам д.т.н., профессор, Егоров А.Г., к.т.н., профессор, доцент кафедры Фесина М.И.
7. Дата выдачи задания « 18 » Апреля 2016г.

Руководитель _____ выпускной
квалификационной работы

Задание принял к исполнению

_____ Д. А. Павлов
(подпись) (И.О. Фамилия)
_____ В.С. Слепцов
(подпись) (И.О. Фамилия)

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

ЭНЕРГЕТИКИ И ЭЛЕКТРОТЕХНИКИ

(институт)

Энергетические машины и системы управления

(кафедра)

УТВЕРЖДАЮ
Зав.кафедрой ЭМиСУ

_____ Д.А. Павлов
(подпись) (И.О. Фамилия)
« ____ » _____ 20__ г.

**КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН
выполнения на выполнение бакалаврской работы**

Студента Слепцова Виктора Сергеевича

по теме Автомобильный двигатель с улучшенными экономическими показателями

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Отметка о выполнении	Подпись руководителя
Состояние вопроса	10 мая 2016г	16 мая 2016г	100%	
Тепловой расчет	20 мая 2016г	23 мая 2016г	100%	
Расчет кинематический и динамический расчет	23 мая 2016г	26 мая 2016г	100%	
Расчет систем	25 мая 2016г	30 мая 2016г	100%	
Спец часть	6 июня 2016г	8 июня 2016г	100%	
Чертеж двигателя	8 июня 2016г	10 июня 2016г	100%	

Руководитель выпускной
квалификационной работы

_____ (подпись)

Д. А. Павлов
(И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

_____ (подпись)

В.С. Слепцов
(И.О. Фамилия)

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

1 Состояние вопроса.....	2
1.1 Пути повышения экономических показателей.....	3
1.1.1 Регулирование степени сжатия.....	3
1.1.2 Нагрев топлива.....	3
1.1.3 Улучшение процесса сгорания в цилиндрах.....	4
1.1.4 Снижение размера капель горючего.....	5
1.1.5 Снижения тепловых потерь.....	5
1.1.6 Увеличение зазора между электродами свечей зажигания.....	6
1.1.7.Повышение эффективности смазочной системы за счет автономной тепловой подготовки масляного фильтра.....	6
1.1.8. Улучшение эффективных показателей ДВС совершенствованием конструкции шатунно-поршневой группы.....	7
2 Конструкторская часть.....	10
2.1 Тепловой расчет двигателя ВАЗ 21126.....	10
2.2 Кинематический расчет.....	10
2.3 Динамический расчет.....	10
2.4 Расчет деталей	30
2.5 Расчет систем.....	33
3 Специальная часть	36
3.1 Особенности цикла Миллера.....	36
3.2 Тепловой расчет по циклу Миллера.....	36
3.3 Сравнительный анализ.....	38
4 Безопасность проекта.....	55
Заключение	60
Список использованных источников.....	62
Приложения А	
Приложения Б	

АННОТАЦИЯ

В данной работе проанализированы характерные особенности действительного рабочего цикла бензинового ДВС. Рассмотрена работа двигателя при разных степенях сжатия. Обоснованы способ и схема выбранные для улучшения экономических показателей бензинового двигателя ВАЗ 21126.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время увеличение топливной экономичности бензиновых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) по-прежнему является актуальной научно-технической задачей. Одним из направлений улучшения экономичности двигателей является регулирование степени сжатия на частичных нагрузках. В таких ДВС реализация переменной степени сжатия требует серьезного вмешательства в конструкцию как самого двигателя, так и силового механизма, что поставленным образом воздействует на параметры рабочего процесса.

В разработке силового механизма уже достигнуты поставленные успехи. В последние годы в двигателях с регулируемой степенью сжатия приспособляются нетрадиционные силовые механизмы, каковые характеризуются сложностью, ненадежностью и неэффективностью конструкции. Многие фирмы и исследовательские объединения проводят изучения, цель которых – производство силового механизма, обеспечивающего наилучшие эффективные показатели двигателя при регулировании степени сжатия.

В данной выпускной квалификационной работе рассмотрены несколько наиболее перспективных и интересных вариантов повышения экономических показателей двигателя внутреннего сгорания.

1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

1.1 Пути повышения экономических показателей

1.1.1 Регулирование степени сжатия

В настоящее время повышение топливной экономичности бензиновых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) по-прежнему является актуальной научно-технической задачей. Одним из направлений улучшения экономичности двигателей является регулирование степени сжатия на частичных нагрузках. В таких ДВС реализация переменной степени сжатия требует серьезного вмешательства в конструкцию как самого двигателя, так и силового механизма, что определенным образом сказывается на параметрах рабочего процесса.

В разработке силового механизма уже достигнуты определенные успехи. В последние годы в двигателях с регулируемой степенью сжатия применяются нетрадиционные силовые механизмы, которые характеризуются сложностью, ненадежностью и неэффективностью конструкции. Многие фирмы и исследовательские организации проводят исследования, цель которых – создание силового механизма, обеспечивающего наилучшие эффективные показатели двигателя при регулировании степени сжатия. С сегодняшней точки зрения в автомобильном ДВС перспективным является использование кривошипно-кулисного силового механизма[2].

1.1.2 Нагрев топлива

Существует метод увеличения экономичности двигателя внутреннего сгорания и снижения его вредных выбросов в атмосферу, содержащийся в нагреве топлива перед его подачей в камеру сгорания двигателя. Нагрев

вырабатывают в теплообменнике-рекуператоре, где в качестве теплоносителя применяют воздух, отнимаемый от компрессора двигателя и подогреваемый в теплообменнике-регенераторе выхлопными газами двигателя. Вслед за теплообменником воздух отчасти охлаждается в жидкостно-газовом струйном аппарате, и из него в камеру сгорания передается диспергированная газо(воздушно)жидкостная смесь (Патент РФ №2051285, F02C 7/224, 1995 г.).

Недостатком популярного способа является то, что подогрев топлива выполняется сквозь стенки теплообменника, на них в процессе работы двигателя случается нагаро- и коксообразование с предшествующим понижением эффективности теплообмена. Кроме того, при подогреве углеводородных топлив до показанных температур случается их окисление, приводящее к созданию осадков, которые устремляются в камеру сгорания и негативно влияют на полноту сгорания топлива[2].

1.1.3 Улучшение процесса сгорания в цилиндрах.

В бензиновых карбюраторных ДВС нетяговые режимы (холостой ход и принудительный холостой ход) характеризуются значительной концентрацией в ОГ оксида углерода и углеводородов из-за неудовлетворительного перемешивания топлива с воздухом. Для устранения этого изъяна была создана система холостого хода с дроссельным распылением топлива «Каскад». Положительным качеством этой системы является вероятность ее применения для карбюраторов массового производства и способность сохранять практически стабильным состав поступающей в ДВС горючей смеси при изменении в обширных границах ее количества. При этом эта система позволяет снизить содержание СО в ОГ на режиме холостого хода на 1, 0—1, 5 %.

Что касается режима принудительного холостого хода, то здесь нужно иметь в виду следующее: в городских транспортных потоках

продолжительность работы, например, грузовых автомобилей на этом режиме достигает 25 % времени пребывания их на линии, из них 18 % при закрытой дроссельной заслонке. При этом ДВС не свершает транспортной работы, однако потребляет 8—12 % топлива от общего расхода с выделением большого количества токсичных веществ с ОГ.

Имеется немного назначений осуществления технических средств, позволяющих убавить выброс токсичных веществ с ОГ на режиме принудительного холостого хода[2].

1.1.4 Снижение размера капель горючего

На сайте «формула гибрид», в статье, рассказывается о группе ученых из университета Темпл, которые предложили простую технологичную и эффективную методику сокращения потребления горючего ДВС.

В данном методе предлагается, за счет снижения вязкости, снизить размер капель горючего перед поступлением в цилиндр. Это происходит путем пропуска топливной смеси через устройство, в котором создано сильное электрическое поле.

Это устройство выглядит как цилиндр, в котором помещены 2 сетки-электрода. Разность потенциалов между ними позволяет поддерживать электрическое поле напряженностью 1 кВт/мм[2].

1.1.5 Снижения тепловых потерь

В данном примере рассказывается о повышении экономичности двигателя в результате снижения тепловых потерь. При большей степени сжатия уменьшается поверхность камеры сгорания, с которой соприкасаются газы. Увеличение мощности двигателя достигается в результате повышения среднего давления на поршень, которое возрастает с повышением температуры и скорости сгорания рабочей смеси при ее большем сжатии[3].

1.1.6 Увеличение зазора между электродами свечей зажигания

Для увеличения экономичности двигателей, предусмотрено повышение зазора между электродами свечей зажигания до 1 мм. При этом для обеспечения надежности работы двигателя понадобятся новейшие устройства катушек зажигания, вторичное напряжение которых должно быть повышено, примерно, на 25 % по сопоставлению с напряжением, вырабатываемым во вторичной цепи выпускаемых в данное время катушек[3].

Такое увеличение экономичности двигателя объясняется очисткой форсунок от ранее накопившихся отложений при переводе двигателя на топливо с присадкой.

1.1.7 Повышение эффективности смазочной системы за счет автономной тепловой подготовки масляного фильтра

Опыт пользования автомобилями указывает о понижении эффективности смазочной системы двигателей при низких температурах окружающей среды на основании загустевания моторного масла и падения энергетических показателей аккумуляторной батареи.

Это случается, в отдельных случаях, когда плотное масло попадает к парам трения с высоким запаздыванием и в недостаточном объеме для обеспечения стабильного жидкостного трения в подшипниках скольжения.

Методы повышения эффективности системы смазки при низких температурах:

- предпусковая подготовка прокачиванием масла электрическим насосом или проворачиванием коленчатого вала;
- подогрев моторного масла через охлаждающую жидкость в блоке цилиндров, через масляный картер и маслоприемник;

- использование масел с пониженной вязкостью или добавление в штатное масло бензина или депрессорных присадок;
- теплоизоляция масляного картера.

Повышение средней температуры масла от $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ приводит к видимому эффекту, а собственно к снижению вязкости в 6 раз, момента сопротивления прокручиванию коленчатого вала в 1,5 раза и повышению пусковой частоты в 1,4 раза.

Для повышения эффективности системы смазки автомобильного двигателя при низких температурах необходимо снабжать увеличенную температуру масла за счет его принудительного подогрева[4].

1.1.8 Улучшение эффективных показателей ДВС усовершенствованием конструкции шатунно-поршневой группы

К числу главных эффективных показателей ДВС причисляются такие, как удельный эффективный расход топлива, часовой расход топлива, эффективная мощность, механический КПД и пр. Одним из важнейших эффективных показателей, оказывающих влияние на тяговую динамику и топливную экономичность автомобиля, является эффективная мощность (N_e)

имеется всего два важнейших направления в решении вопроса о умножении величины эффективной мощности:

- за счет увеличения индикаторной мощности;
- путем снижения мощности механических потерь[4].

2 КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ

2.1 Тепловой расчет двигателя ВАЗ 21126

2.1.1 Исходные данные для расчета двигателя

Тип	с искровым зажиганием
Число и расположение цилиндров	4 Р
Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	3500
Номинальная мощность, кВт (л.с.)	72(95)
Степень сжатия, ϵ	11

2.1.2 Тепловой расчет двигателя на бензине

Рабочий объем двигателя $V_d = 1,596$ л.

Рабочий объем одного цилиндра $V_h = 0,399$ л.

Диаметр цилиндра $D = 82$ мм.

Ход поршня $S = 75,6$ мм.

Количество цилиндров = 4

Режимы, при которых проводится расчет $n = 6000$ об/мин

Коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1$.

Степень сжатия $\epsilon = 11$

Температура окружающей среды = 293 К = 20°C.

2.1. 2.1 Топливо

Если степень сжатия $\varepsilon=11$, то можно использовать бензин марки Премиум-95.

Средний элементарный состав и молекулярная масса топлива

$$C=0,854; H=0,144; \text{ и } m_T=114,9 \text{ кг/моль}$$

Низшая теплотворная способность топлива H_u :

$$H_u=33,91C+125,60H-10,89(O-S)-2,51(9H+W)=33,91*0,855+125,6*0,145-2,51*9*0,145=43,933 \text{ МДж/кг.}$$

2.2 Параметры рабочего тела

Теоретически нужное число воздуха для сгорания 1 кг топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,516 \text{ кмоль возд/кг топл.}$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} 0,855 + 8 * 0,145 \right) = 14,957 \text{ кг возд/кг топл.}$$

Количество горючей смеси $M_1 = \alpha L_0 + 1/m_T = 1,0 * 0,516 + 1/115 = 0,5247$ кг/кмоль;

Количество некоторых элементов продуктов сгорания для принятых скоростных режимов:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} + 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208 L_0 = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 * 0,516 = 0,07125 \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл.}$$

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

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = \frac{0,145}{2} - 2 * 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 * 0,516 = 0,0725 \text{ кмоль } H_2O/\text{кг топл.}$$

$$M_{H_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = 2 * 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 * 0,516 = 0 \text{ кмоль } H_2/\text{кг топл.}$$

$$M_{N_2} = 0,792\alpha L_0 = 0,792 * 1 * 0,516 = 0,4086 \text{ кмоль } N_2/\text{кг топл.}$$

Общая численность продуктов сгорания:

$$M_2 = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = 0,07125 + 0,0725 + 0,4086 = 0,5524 \text{ кмоль пр. сг/кг топл.}$$

2.1. 2.3 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 возьмем $T_r=1020\text{ K}$.

Давление остаточных газов p_z на номинальном скоростном режиме, возьмем:

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

сейчас величины давлений на других системах 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 $n_N=6000$ $A_p=(0,110-0,1*1,035)*10^8/6000^2*0,1=0,1805$

Тогда: $n=6000$ $p_r = 0,1(1,035 + 0,1805 * 10^{-8} * 6000^2) = 0,109\text{МПа}$

2.1.2.4 Процесс впуска

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

Для других систем ΔT считается по формуле:

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

где $A_T = (\Delta T_N)/(110 - 0,0125n_N) = 0,17$

теперь: $n=6000 \Delta T=6^\circ\text{C}$

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_0 = p_0 * 10^6 / (R_B T_0) = 0,1 - 10^6 / (287 * 293) = 1,189 \text{ кг/м}^3,$$

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

Потери давления на впуске:

В соответствии с принятыми скоростными системами и при учете обрабатывания внутренних поверхностей впускной системы примем: $\beta^2 + \xi_{вп} = 2,4$ и $\omega = 95 \text{ м/с}$. Теперь ΔP_a на всех скоростных режимах будет считаться по формуле:

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

где $A_n = \omega_{вп} / n_N = 95 / 5200 = 0,01826$

Тогда: $n=6000 \Delta P_a = 2,4 * 0,01826^2 * 6000^2 * 1,189 * \frac{10^{-6}}{2} = 0,017 \text{ Мпа}$

Давление в конце впуска:

считается по формуле

$$P_a = P_0 - \Delta P_a$$

При $n=6000 P_a = 0,1 - 0,017 = 0,083 \text{ Мпа}$

Коэффициент остаточных газов Υ_r .

Для двигателя с впрыском топлива коэффициент очистки $\varphi_{оч}$ можно взять как 1, а коэффициент дозарядки на номинальном режиме $\varphi_{доз} = 1,145$, при минимальном скоростном режиме $\varphi_{доз} = 0,96$.

Тогда Υ_r определяется по формуле:

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

$$n=6000 \quad Y_{\Gamma} = \frac{293+6}{1020} * \frac{0,19}{11*1,145*0,083-0,19} = 0,034$$

Температура в конце впуска:

$$T_a = (T_0 + \Delta T + Y_{\Gamma}) / (1 + Y_{\Gamma})$$

$$n=6000 \quad T_a = (293 + 6 + 0,034) / (1 + 0,034) = 295\text{K}$$

Коэффициент наполнения:

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

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

Тогда для найденных скоростных режимов η_v будет:

$$n=6000 \eta_v = \frac{293}{293+6} * \frac{1}{11-1} * \frac{1}{0,1} (1,145 * 11 * 0,083 - 0,109) = 0,92$$

2.1. 2.5 Процесс сжатия

Средний показатель адиабаты сжатия при $\varepsilon=11$ и рассчитанных T_a по режимам:

$$\text{При } \varepsilon=11 \quad n=6000 \quad k_1=1,382;$$

Средний показатель политропы сжатия n_1 берется несколько меньше k_1 и обладает значениями $n=900 \quad n_1=1,37$; $n=4500 \quad n_1=1,38$; $n=5200 \quad n_1=1,38$; $n=7000 \quad n_1=1,383$;

Давление в конце сжатия:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1}$$

При взятых значениях n_1 давление в конце такта сжатия будет:

$$n=6000 \quad P_c = 0,083 * 11^{1,382} = 2,28 \text{ Мпа}$$

Температура в конце такта сжатия

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$n=6000 T_c = 281 * 11^{1,382-1} = 737 K$$

Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия:

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

$n=6000$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 * 10^{-3} * 426 = 21,72 \text{ кДж/(кмольград)}$$

б) остаточных газов

$$(mc_v'')_{t_0}^{445} = 23,795 + (23,926 - 23,795) * \frac{0,01}{0,05} = 23,827 \text{ кДж/(кмоль град)};$$

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

$$(mc_v')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0,035} [21,77 + 0,035 * 23,82] = 21,83 \text{ кДж/(кмоль град)};$$

2.1.2.6 Процесс сгорания

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

$$\mu_0 = 0,5524/0,5247 = 1,052$$

$$\mu = (1,052 + 0,035)/(1 + 0,035) = 1,050$$

Число теплоты, утраченное вследствие химической неполноты сгорания, и теплота сгорания рабочей смеси:

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

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} = \frac{43930}{0,5247 * (1 + 0,035)} = 80902 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}} \text{ раб. см}$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания:

$$(mc_v'')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{M_2} [M_{CO_2} (mc_v''_{CO_2})_{t_0}^{t_c} + M_{CO} (mc_v''_{CO})_{t_0}^{t_c} + M_{H_2O} (mc_v''_{H_2O})_{t_0}^{t_c} + M_{H_2} (mc_v''_{H_2})_{t_0}^{t_c} + M_{N_2} (mc_v''_{N_2})_{t_0}^{t_c}]$$

назначается по эмпирическим формулам для интервала температур от

1501 до 2800°C:

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_c} = \left(\frac{1}{0,5524}\right) * [0,0712 * (39,123 + 0,003349t_z) + 0,0725 * (26,67 + 0,004438t_z + 0,4087(21,951 + 0,001457t_z))] = 24,784 + 0,002091t_z \text{ кДж/(кмоль град)}$$

Коэффициент применения теплоты ξ_z для взятых скоростных режимов: $n=6000$ $\xi_z=0,98$;

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

$$0,99 * 80902 + 21,77 * 445 = 1,050(24,784 + 0,002091t_z)t_z,$$

$$\text{или } 26,0232t_z + 0,002195t_z^2 - 89779 = 0$$

откуда

$$t_z = (-26,0232 + \sqrt{26,0232^2 + 4 * 0,002195 * 89779}) / (2 * 0,002195) = 2792^\circ\text{C}$$

$$T_z = t_z + 273 = 2792 + 273 = 3065 \text{ К}$$

$$n=6000 T_z = t_z + 273 = 2514 + 273 = 2787 \text{ К}$$

Самое большое давление сгорания теоретическое:

$$p_z = p_c * \mu * T_z / T_c \text{ [7]}$$

$$n=6000 p_z = 2 * 1,050 * 2787 / 699 = 8,7 \text{ МПа}$$

Самое большое давление сгорания действительное:

$$p_{zd} = p_z * 0,85$$

$$n=6000 p_{zd} = 8,7 * 0,85 = 7,395 \text{ Мпа}$$

Степень увеличения давления λ :

$$\lambda = p_z / p_c$$

$$n=6000 \lambda = 8,7 / 2,28 = 3,815;$$

2.1.2.7 Процессы расширения и выпуска

Средний показатель адиабаты расширения k_2 при $\alpha=1$, степени сжатия

$\varepsilon=11$ и температуре $T_z=3052$, равен 1,259, а средний показатель политропы расширения $n_2=1,25$.

Давление и температура в конце процесса расширения:

$$p_b = p_z / \varepsilon^{n_2}$$

$$T_b = T_z / \varepsilon^{n_2 - 1}$$

$$\text{при } n=6000 \quad P_b = 8,7 / 11^{1,25} = 0,489 \text{ МПа}; \quad T_b = 2787 / 11^{0,25} = 1531 \text{ К}$$

Проверка прежде взятой температуры остаточных газов:

$$T_{гN} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{P_b/P_{г}}} = \frac{1693}{\sqrt[3]{0,485/0,1099}} = 1032 \text{ К}$$

$$\text{Погрешность расчета } \Delta T_{гN} = 100(1032 - 1020) / 1020 = 1,17\%$$

2.1.2.8 Индикаторные параметры рабочего цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление:

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

Для $n=6000$

$$p'_i = \frac{2,28}{11 - 1} \left[\frac{3,67}{1,25 - 1} \left(1 - \frac{1}{11^{1,25 - 1}} \right) - \frac{1}{1,383 - 1} \left(1 - \frac{1}{11^{1,383 - 1}} \right) \right] = 1,149 \text{ МПа}$$

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

$$n = 6000 \quad p_i = 0,98 * 1,149 = 1,12 \text{ МПа};$$

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

$$n=6000 \quad \eta_i = 1,149 * 14,957 * 1 / (43,930 * 1,189 * 0,92) = 0,428$$

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

$$n=6000 \quad g_i = 3600 / (43,930 * 0,358) = 229 \text{ г/(кВт * ч)}$$

2.1. 2.9 Эффективные показатели двигателя

Среднее давление механических потерь для четырехцилиндрового двигателя:

$$p_m = 0,034 + 0,0113v_{п.ср},$$

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

Ход поршня из исходных данных равен 75,6 мм, тогда:

$$n=6000 \ v_{п.ср} = 75,6 * 6000 / (10^4 * 3) = 15,12 \text{ м/с}$$

Откуда давление механических потерь для всех режимов:

$$n=6000 \ p_m = 0,034 + 0,0113 * 15,12 = 0,204 \text{ МПа}$$

Среднее эффективное давление: $p_e = p_i - p_m$

$$n=6000 \ p_e = 1,12 - 0,204 = 0,916 \text{ МПа};$$

Механический КПД: $\eta_m = p_e / p_i$

$$n=6000 \ \eta_m = 0,916 / 1,12 = 0,817;$$

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

$$n=6000 \ \eta_e = 0,358 * 0,817 = 0,33;$$

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

$$n=6000 \ g_e = 3600 / 43,93 * 0,319 = 202 \text{ г/(кВт * ч)}$$

2.1. 2.10 Главные параметры двигателя

Площадь поршня

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

Мощность двигателя:

$$N_e = p_e V_d n / 30 \tau$$

$$n=6000 N_e = 0,916 * 1,39 * 6000/30 * 4=72 \text{ кВт};$$

Литровая мощность:

$$N_l = N_e/V_l = 54,6 \text{ кВт/л};$$

Крутящий момент:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4 N_e}{\pi n}$$

$$n=4000 M_e = 9554 * \frac{72}{4000} = 145 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Часовой расход топлива:

$$G_T = N_e g_e * 10^{-3}$$

$$n=6000 G_T = 48 * 255 * 10^{-3} = 14,9 \text{ кг/ч}$$

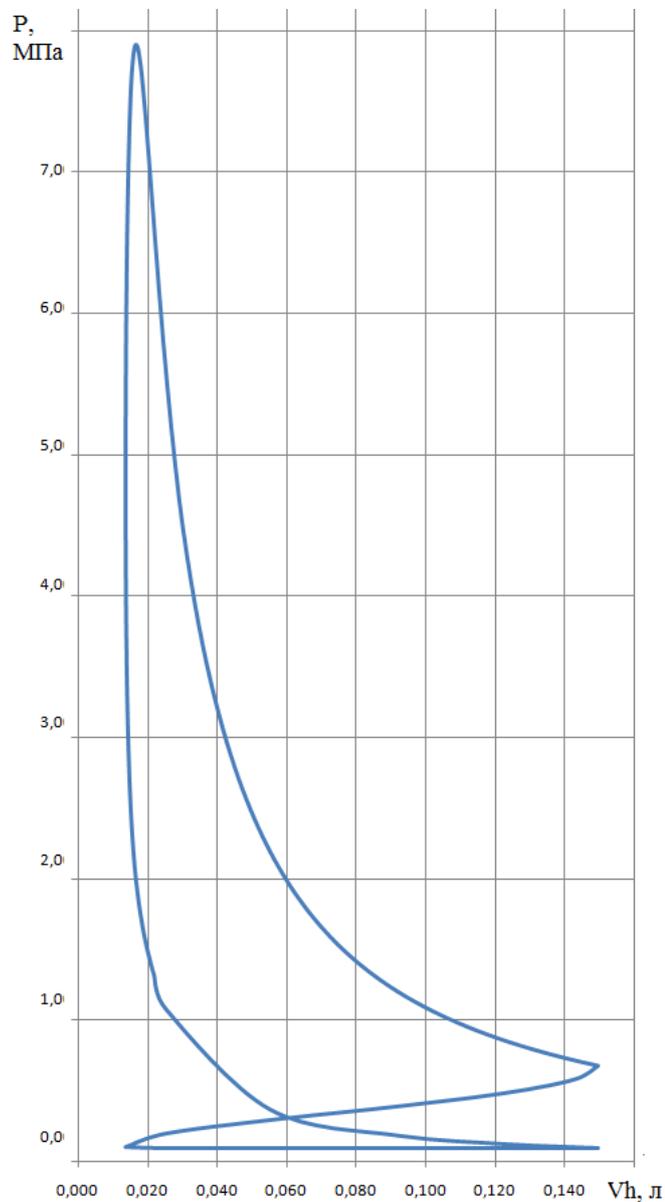


Рисунок 1 – Индикаторная диаграмма

2.1.3 Тепловой баланс двигателя

Совместное количество теплоты введенное в двигатель:

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

Теплота, эквивалентная эффективной работе:

$$Q_e = 1000 N_e;$$

Теплота, утраченная с отработавшими газами:

$$Q_r = (G_T / 3,6) * [M_2 ((mc_v'')_{t_r}^{t_r} + 8,315) t_r - M_1 ((mc_v)_{t_0}^{20} + 8,315) t_0];$$

Теплота, отдаваемая режиму охлаждения:

$$Q_b = ciD^{1+2m}n^m(H_u - \Delta H_u) / (\alpha H_u), \text{ где } c=0,5; D\text{-диаметр цилиндра, см;} \\ m=0,58 \text{ при } n=900, m=0,64 \text{ при } n=4500, m=0,64 \text{ при } n=5200 \text{ и } m=0,66 \text{ при } \\ n=7000 \text{ об/мин, } m=0,65 \text{ при } n=6000 \text{ об/мин.}$$

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания:

$$Q_{н.с} = \Delta H_u G_T / 3,6$$

Неучтенные потери:

$$Q_{ост.} = Q_0 - (Q_e + Q_r + Q_b + Q_{н.с.})$$

Результаты расчета теплового баланса приведены в таблице 2.1.3.1

Таблица 2.1 – Тепловой баланс

составная часть теплового баланса	Частота вращения коленчатого вала, об/мин							
	900		4500		5200		7000	
	$Q,$ Дж/с	$q, \%$	$Q,$ Дж/с	$q, \%$	$Q,$ Дж/с	$q, \%$	$Q,$ Дж/с	$q, \%$
Теплота, эквивалентная эффективной службе	14291	36,9	63001	41	69001	34,9	76001	32,8

Продолжение таблицы 2.1

Теплота, отдаваемая системе охлаждения	8375	21,77	45063	28,7	49432	25,4	77424	33,4
Теплота, утраченная с отработавшими газами	12051	29,51	49398	31,36	61795	31,5	70702	30,4
Теплота, утраченная из-за химической неполноты сгорания	2186	5,6	0	0	0	0	6332	2,6
Неучтенные потери теплоты	1532	3,8	77	0,045	16846	8,1	1392	0,7
Теплота впрыснутая в двигатель	38437	101	157536	101	197075	101	231853	101

2.1.3.1 Скоростная характеристика двигателя

Скоростная характеристика, полученная при положении дроссельной заслонки, соответствующей полной мощности, называется внешней. Она позволяет провести анализ и дать оценку мощностных, экономических, динамических и эксплуатационных показателей при работе двигателя с полной нагрузкой. На основании теплового расчета, проведенного на режиме полной мощности, рассчитываем ВСХ двигателя.

Таблица 2.3 - Данные для построения внешней скоростной характеристики

	N_{ex}	M_{ex}	p_{ex}	g_e	
900	12,16939	129,1213	2,708824	21,60636	8,642546
2000	29,31501	139,9688	2,936395	18,88326	7,553304
2500	37,26837	142,3547	2,986447	18,10605	7,242421
3000	44,97189	143,15	3,003131	17,6167	7,04668
3500	52,17571	142,3547	2,986447	17,4152	6,966081
4000	58,63001	139,9688	2,936395	17,50156	7,000623
4500	64,08494	135,9925	2,852974	17,87577	7,150308
5000	68,29064	130,4255	2,736186	18,53783	7,415134
5500	70,99728	123,268	2,586029	19,48776	7,795102
6000	71,95502	114,52	2,402505	20,72553	8,290212

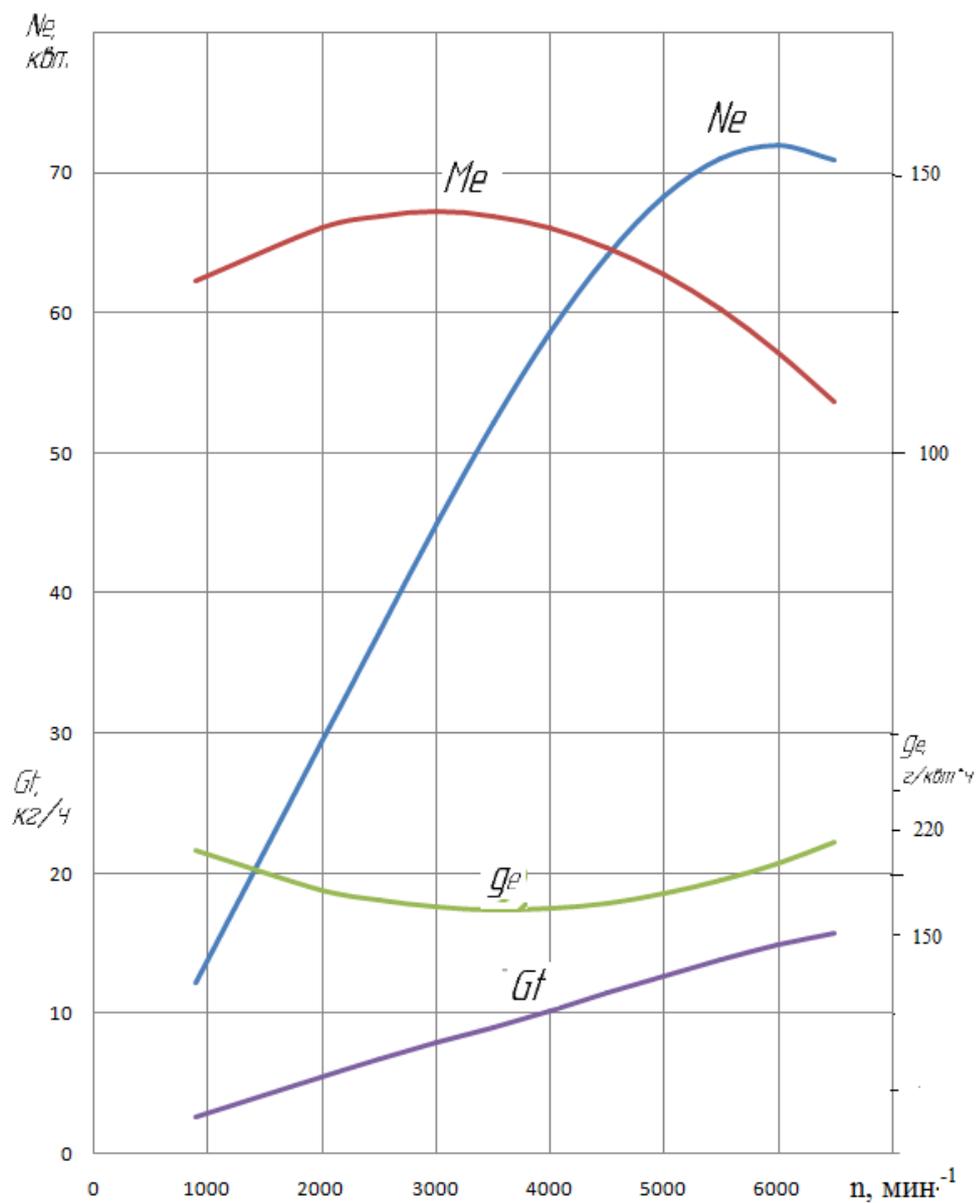


Рисунок 2 – Внешняя скоростная характеристика

2.2 Кинематический расчет кривошипно-шатунного механизма

Начальные данные:

Радиус кривошипа $R = 37,8$ мм.

Длина шатуна $L_{ш} = 133,32$ мм.

Отношение $R/L_{ш}$, $\lambda = 0,28$.

2.2.1 Перемещение поршня

Перемещение поршня высчитывается по формуле $S_x = R[(1 - \cos\varphi) + \lambda/4(1 - \cos 2\varphi)]$,

где S_x - текущее перемещение поршня, λ – радиуса кривошипа к длине шатуна, φ – угол поворота коленчатого вала.

Таблица 2.2- Расчет передвижения поршня

φ°	$S(x)$, мм	φ°	$S(x)$, мм
0	0	210	70,57076
30	5,09924	240	56,805
60	19,005	270	37,94
90	37,94	300	19,005
120	56,805	330	5,09924
150	70,57076	360	0
180	75,6	-	-

2.2.2 Скорость поршня

Расчет выполняется по формуле $V_{п} = \omega R(\sin\varphi + \lambda/2(\sin 2\varphi))$ [7]

Где $V_{п}$ - скорость поршня, ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, R – радиус кривошипа, λ – радиуса кривошипа к длине шатуна, φ – угол поворота коленчатого вала.

Таблица 2.3- Расчет скорости поршня

φ°	$V_{п}, \text{ м/с}$	φ°	$V_{п}, \text{ м/с}$
0	0	210	-47,12875644
30	47,37124356	240	-81,7181571
60	81,96064421	270	-94,5
90	94,5	300	-81,96064421
120	81,7181571	330	-47,37124356
150	47,12875644	360	0
180	0	-	-

2.2.3 Ускорение поршня

Расчет ускорения поршня выполняется по формуле:

$$j = dv_{п}/dt = \omega^2 * R(\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi), [7]$$

где j - ускорение поршня.

Таблица 2.4- Расчет ускорения поршня

φ°	$j_{п}, \text{ м/с}^2$	φ°	$j_{п}, \text{ м/с}^2$
0	302,4	210	-171,524
30	237,6735	240	-151,2
60	85,05	270	-66,15
90	-66,15	300	85,05
120	-151,2	330	237,6735
150	-171,524	360	302,4
180	-170,1	-	-

2.3 Динамический расчет

2.3.2 Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма

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

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

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

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

Масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов:

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

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:

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

2.3.3 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

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

2.3.4 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):

$$T = p_T F_n = p_T 0,00459 * 10^3$$

Расчеты сведены в таблицу 2.5

Таблица 2.5- результаты динамического расчета

φ°	Δp , МПа	J , м/с ²	P_j , МПа	P , МПа	$\tan \beta$	p_N , МПа
0	0,017	14318,57	-2,01892	-2,00192	0	0
30	0,014	11253,78	-1,58678	-1,57278	0,141	-0,22176
60	0,014	4027,097	-0,56782	-0,55382	0,248	-0,13735
90	0,014	-3132,19	0,441639	0,455639	0,289	0,13168
120	0,014	-7159,28	1,009458	1,023458	0,248	0,253818
150	0,014	-8121,6	1,145146	1,159146	0,141	0,16344
180	0,014	-8054,19	1,135641	1,149641	0	0
210	0,014	-8121,6	1,145146	1,159146	-0,141	-0,16344
240	0,014	-7159,28	1,009458	1,023458	-0,248	-0,25382

270	0,019	-3132,19	0,441639	0,460639	-0,289	-0,13312
300	0,145	4027,097	-0,56782	-0,42282	-0,248	0,10486
330	0,72	11253,78	-1,58678	-0,86678	-0,141	0,122216
360	1,92	14318,57	-2,01892	-0,09892	0	0
370	5,4	13959,73	-1,96832	3,431678	0,05	0,171584
390	3,3	11253,78	-1,58678	1,713217	0,141	0,241564
420	1,3	4027,097	-0,56782	0,732179	0,248	0,18158
450	0,72	-3132,19	0,441639	1,161639	0,289	0,335714
480	0,4	-7159,28	1,009458	1,409458	0,248	0,349546
510	0,265	-8121,6	1,145146	1,410146	0,141	0,198831
540	0,145	-8054,19	1,135641	1,280641	0	0
570	0,02	-8121,6	1,145146	1,165146	-0,141	-0,16429
600	0,017	-7159,28	1,009458	1,026458	-0,248	-0,25456
630	0,017	-3132,19	0,441639	0,458639	-0,289	-0,13255
660	0,017	4027,097	-0,56782	-0,55082	-0,248	0,136604
690	0,017	11253,78	-1,58678	-1,56978	-0,141	0,221339
720	0,017	14318,57	-2,01892	-2,00192	0	0

Таблица 2.6- результаты динамического расчета

φ°	$1/\cos\beta$	$\cos(\varphi+\beta)/\cos\beta$	P_k , МПа	$\frac{\sin(\varphi+\beta)}{\cos\beta}$	P_T , МПа	T , кН	$\frac{M_{кр.ц}}{H^*M}$
0	1	1	-2,00192	0	0	0	0
30	1,01	0,795	-1,25036	0,622	-0,97827	-4,49026	-169,732
60	1,03	0,285	-0,15784	0,99	-0,54828	-2,51662	-95,1281
90	1,041	-0,289	-0,13168	1	0,455639	2,091382	79,05424
120	1,03	-0,715	-0,73177	0,742	0,759406	3,485674	131,7585
150	1,01	-0,937	-1,08612	0,378	0,438157	2,011141	76,02112
180	1	-1	-1,14964	0	0	0	0
210	1,01	-0,937	-1,08612	-0,378	-0,43816	-2,01114	-76,0211
240	1,03	-0,715	-0,73177	-0,742	-0,75941	-3,48567	-131,758
270	1,041	-0,289	-0,13312	-1	-0,46064	-2,11433	-79,9218
300	1,03	0,285	-0,1205	-0,99	0,418592	1,921339	72,62663
330	1,01	0,795	-0,68909	-0,622	0,539139	2,474648	93,5417
360	1	1	-0,09892	0	0	0	0
370	1,001	0,97	3,328728	0,221	0	0	0
390	1,01	0,795	1,362008	0,622	1,065621	4,8912	184,8874
420	1,03	0,285	0,208671	0,99	0,724858	3,327096	125,7642
450	1,041	-0,289	-0,33571	1	1,161639	5,331922	201,5467
480	1,03	-0,715	-1,00776	0,742	1,045818	4,800306	181,4515
510	1,01	-0,937	-1,32131	0,378	0,533035	2,446631	92,48264
540	1	-1	-1,28064	0	0	0	0
570	1,01	-0,937	-1,09174	-0,378	-0,44043	-2,02155	-76,4146
600	1,03	-0,715	-0,73392	-0,742	-0,76163	-3,49589	-132,145
630	1,041	-0,289	-0,13255	-1	-0,45864	-2,10515	-79,5747
660	1,03	0,285	-0,15698	-0,99	0,545312	2,502984	94,6128
690	1,01	0,795	-1,24798	-0,622	0,976405	4,481699	169,4082
720	1	1	-2,00192	0	0	0	0

2.3.4 Крутящие моменты

Крутящий момент одного цилиндра:

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

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, и сводятся в таблицу.

Таблица 2.7 - Крутящий момент

ц°	Цилиндры								$M_{\text{кр}},$ Н*м
	1-й		2-й		3-й		4-й		
	ц°	$M_{\text{кр.ц}}$	ц°	$M_{\text{кр.ц}}$	ц°	$M_{\text{кр.ц}}$	ц°	$M_{\text{кр.ц}}$	
0	0	0	180	0	360	0	540	0	0
10	10	-74,8214	190	25,191	370	-68,112	550	35,81557	-81,9268
20	20	-135,25	200	50,62385	380	13,45613	560	50,88618	-20,2838
30	30	-169,732	210	76,02112	390	411,5157	570	86,25219	404,057
40	40	-172,441	220	-99,9762	400	558,3233	580	-113,591	172,3151
50	50	-145,115	230	-119,967	410	717,2447	590	-136,911	315,2517
60	60	-95,1281	240	-131,758	420	125,7642	600	-151,842	-252,964
70	70	-33,5094	250	-131,787	430	143,0379	610	-153,977	-176,236
80	80	27,8274	260	-114,961	440	154,4846	620	-139,483	-72,132
90	90	79,05424	270	-79,9218	450	201,5467	630	-106,121	94,55814
100	100	114,1489	280	-28,7244	460	209,314	640	-55,814	238,9245
110	110	131,052	290	32,61412	470	187,7771	650	5,57696	357,0202
120	120	131,7585	300	72,62663	480	175,0146	660	68,33246	447,7322
130	130	119,9672	310	124,5228	490	151,0304	670	120,593	516,1134

140	140	99,97624	320	154,6676	500	121,8814	680	151,2756	527,8008
150	150	76,02112	330	93,5417	510	88,2197	690	152,8967	410,6792
160	160	50,62385	340	82,48354	520	57,88178	700	123,7076	314,6968
170	170	25,191	350	47,86558	530	28,05482	710	68,95475	170,0662
180	180	0	360	0	540	0	720	0	0

$$M_{кр.ср} = M_e / \eta_m = 103,7 / 0,80 = 129,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{кр.макс} = 530 \text{ Н} \cdot \text{м}; M_{кр.мин} = -252 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2.4 Расчет деталей

2.4.1 Расчет поршня

Исходные данные для расчета поршня: диаметр цилиндра $D=82\text{мм}$, ход поршня $S=75,6\text{мм}$, максимальное давление сгорания $p_z=9,2 \text{ Мпа}$ при $n_N=6000 \text{ мин}^{-1}$, площадь поршня $45,3 \text{ см}^2$, наибольшая нормальная сила $N_{\max}=0,00697 \text{ МН}$, масса поршневой группы $3,65 \text{ кг}$, частота вращения $n_{x,x \max}=5000 \text{ мин}^{-1}$, $\lambda=0,295$, высота поршня $H=76\text{мм}$, высота юбки поршня $h_{ю}=46,8\text{мм}$, радиальную толщину кольца $t=3,1\text{мм}$, радиальный зазор кольца в канавке поршня $\Delta t=0,7\text{мм}$, толщину стенки головки поршня $s=3,88\text{мм}$, толщину верхней кольцевой перемычки $h_{п}=5,46\text{мм}$, число и диаметр масляных каналов в поршне $n'_m=10$ и $d_m=2\text{мм}$. Материал поршня – алюминиевый сплав, $\alpha_n = 22 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$; материал гильзы цилиндра – серый чугун, $\alpha_n = 11 \cdot 10^{-6} \text{ 1/К}$.

Напряжение сжатия в сечении x-x:

Площадь сечения x-x

$$F_{x-x} = \left(\frac{\pi}{4} \right) (D_x^2 - d_i^2) \cdot n'_m F' = \left[\left(\frac{3,14}{4} \right) (82^2 - 84^2) \cdot 10 \cdot 20 \right] \cdot 10^{-6} = 0,0034 \text{ м}^2,$$

где $d_x = D - 2(t + \Delta t) = 76 - 2(3,1 + 0,7) = 68\text{мм}$;

$$d_i = D - 2(s + t + \Delta t) = 76 - 2(3,88 + 3,1 + 0,7) = 60,64 \text{ мм};$$

$$F = d_M(d_x - d_i) / 2 = 2(68 - 60,64) / 2 = 7,36 \text{ мм}^2;$$

Максимальная сжимающая сила

$$P_{r \max} = p_z F_n = 12,1 \cdot 45,3 \cdot 10^{-4} = 5,489 \text{ МН};$$

Напряжение сжатия

$$\sigma_{сж} = P_{r \max} / F_{x-x} = 5,489 / 0,0034 = 1614,41 \text{ МПа}$$

Напряжение разрыва в сечении x-x:

максимальная угловая скорость холостого хода

$$\omega_{x-x \max} = \pi n_{x-x \max} / 30 = 3,14 \cdot 4500 / 30 = 471 \text{ рад/с};$$

Масса головки поршня с кольцами, расположенными выше сечения

x-x:

$$m_{x-x} = 0,6 m_n = 0,6 \cdot 2,94 = 1,764 \text{ кг};$$

Максимальная разрывная сила

$$P_j = m_{x-x} R \omega_{x-x \max}^2 (1 + \lambda) = 1,764 \cdot 0,038 \cdot 471^2 \cdot (1 + 0,295) = 0,238 \text{ МН};$$

Напряжение разрыва

$$\sigma_p = P_j / F_{x-x} = 0,238 / 0,0034 = 70,0 \text{ МПа}$$

Напряжения в верхней кольцевой перемычке среза

$$\tau = 0,0314 p_z D / h_n = 0,0314 \cdot 12,2 \cdot 76 / 5,46 = 4,1 \text{ МПа};$$

изгиба

$$\sigma_{uz} = 0,0045 p_z (D/h_n)^2 = 0,0045 \cdot 12,2(76/5,46)^2 = 10,5 \text{ МПа};$$

сложное

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_{uz}^2 + 4\tau^2} = \sqrt{10,5^2 + 4 \cdot \tau^2} = 14,9 \text{ МПа}.$$

Удельные давления поршня на стенку цилиндра:

$$q_1 = N_{\max} / (h_{ю} D) = 0,00697 / (0,046 \cdot 0,076) = 0,195 \text{ МПа};$$

$$q_2 = N_{\max} / (h_{ю} D) = 0,00697 / (0,076 \cdot 0,076) = 0,120 \text{ МПа}.$$

Гарантированная подвижность поршня в цилиндре достигается за счет установления оптимальных диаметральных зазоров между цилиндром и поршнем при различных тепловых нагрузках, возникающих в процессе работы дизеля.

Диаметры головки и юбки поршня:

$$D_{\tau} = D - \Delta_{\tau} = 76 - 0,456 = 75,544 \text{ мм};$$

$$D_{ю} = D - \Delta_{ю} = 76 - 0,152 = 75,848 \text{ мм},$$

где $\Delta_{\tau} = 0,006D = 0,006 \cdot 76 = 0,456 \text{ мм}$; $\Delta_{ю} = 0,002D = 0,002 \cdot 76 = 0,152 \text{ мм}$.

Диаметральные зазоры в горячем состоянии:

$$\begin{aligned} \Delta'_{\tau} &= D \left[+\alpha_n (T_n - T_0) \right] - D_{\tau} \left[+\alpha_n (T_{\tau} + T_0) \right] \\ &= 76 \cdot \left[+11 \cdot 10^{-6} (388 - 293) \right] - 75,544 \cdot \left[+22 \cdot 10^{-6} (493 - 293) \right] = 0,203 \text{ мм}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta'_{ю} &= D \left[+\alpha_n (T_n - T_0) \right] - D_{ю} \left[+\alpha_n (T_{ю} - T_0) \right] \\ &= 76 \cdot \left[+11 \cdot 10^{-6} (388 - 293) \right] - 75,85 \cdot \left[+22 \cdot 10^{-6} (428 - 293) \right] = 0,0061 \text{ мм}, \end{aligned}$$

где $T_n = 388$, $T_{\tau} = 493$ и $T_{ю} = 428$ К приняты с учетом жидкостного охлаждения

двигателя.

2.5 Расчет систем

2.5.1 Расчет жидкостного насоса

Расчет параметров жидкостного насоса

Водяной насос служит для обеспечения непрерывной циркуляции ОЖ в СО. В автомобильных и тракторных двигателях наибольшее применение получили центробежные насосы с односторонним подводом жидкости

Расчетная объемная производительность насоса $\left(\frac{M^3}{c}\right)$ определяется с учетом утечек жидкости из нагнетательной полости во всасывающую:

$$G_{ж\text{ расч}} = \frac{G_{жс}}{\eta},$$

где $\eta = 0.8...0.9$ - коэффициент подачи, $G_{жс}$ - расход жидкости

$$G_{жс} = \frac{Q_в}{c_{жс} \cdot \rho_{жс} \cdot \Delta T_{жс}} - \text{циркуляционный расход жидкости в системе}$$

охлаждения двигателя.

$$Q_в = Q_ж = 56876 \text{ (Дж)}, \Delta t_{жс} = 6...12^\circ C.$$

Примем $\Delta t_{жс} = 6^\circ C$.

Для воды:

$$\rho_{жс} = 1000 \frac{кг}{M^3}, C_{жс} = 4187 \frac{Дж}{кг \cdot K}.$$

$$\text{Тогда } G_{жс} = \frac{Q_в}{c_{жс} \cdot \rho_{жс} \cdot \Delta T_{жс}} = \frac{56876}{4187 \cdot 1000 \cdot 6} = 0.002264 \left(\frac{M^3}{c}\right).$$

Примем $\eta = 0.9$.

Тогда расчетная производительность насоса определяется:

$$G_{\text{жс, расч}} = \frac{G_{\text{жс}}}{\eta} = \frac{0.002264}{0.9} = 0.002515 \left(\frac{\text{м}^3}{\text{с}} \right).$$

Мощность, потребляемая жидкостным насосом

Мощность, потребляемая жидкостным насосом:

$$N_{\text{В.Н.}} = \frac{G_{\text{жс, расч}} \cdot P_{\text{жс}}}{1000 \cdot \eta_M} = \frac{0.002515 \cdot 120000}{1000 \cdot 0.8} = 0.37725 \text{ кВт},$$

где $\eta_M=0.8$ - механический КПД водяного насоса, $P_{\text{жс}} = 120000 \text{ Па}$.

Мощность, потребляемая водяным насосом, составляет 1% от номинальной мощности двигателя.

2.5.2 Расчет масляного насоса

Расчет параметров масляного насоса

Количество масла, циркулирующего в системе смазки определяется числом трущихся пар и степенью форсирования двигателя. Циркуляция масла должна быть такой, чтобы обеспечить отвод требуемого количества тепла от деталей, а его запас должен компенсировать утечки и расход масла на угар в течение необходимого пробега между доливкой.

Обычно для автотракторных двигателей

$$Q_M = 0,015 - 0,030 Q_0$$

где Q_0 - количество теплоты, выделяющееся при сгорании топлива в

цилиндрах двигателя, ккал/ч .

Количество теплоты, выделяемой топливом в течение 1 с:

$$Q_0 = \frac{H_u G_T}{3600},$$

где H_u выражено в кДж/кг ; G_T – в кг/ч .

Циркуляционный расход масла ($\text{м}^3/\text{с}$) при заданной величине Q_M

$$V_u = \frac{Q_M}{\rho_M \cdot c_M \cdot \Delta T} = \frac{4.96}{900 \cdot 2.094 \cdot 10} = 0.00026 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

где Q_M - кол-во теплоты, отводимое маслом на номинальном режиме работы двигателя, кДж/с

ρ_M - плотность масла, 900 кг/м^3

c_M - теплоемкость масла, $c_M = 2.094 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$

ΔT - температура нагрева масла в системе двигателя, К .

$P_{ж}$ - рабочее давление масла $4 \cdot 10^5 \text{ Па}$

Мощность, потребляемая масляным насосом:

$$N_{М.Н.} = \frac{V_u \cdot P_{ж}}{1000 \cdot \eta_M} = \frac{0.00026 \cdot 400000}{1000 \cdot 0.8} = 0,13 \text{ кВт}$$

3 СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

3.1 Особенности цикла Миллера

Одним из наиболее перспективных способов совершенствования экономичности ДВС является цикл Миллера.

Ральф Миллер - североамериканский инженер, кой в 1947 году отыскал способ сочетания плюсов двигателя Аткинсона с наиболее элементарным поршневым механизмом двигателя Отто.

Для этого Миллер предложил два разных подхода: либо закрывать впускной клапан значительно раньше завершения такта впуска (или открывать позже начала этого такта) , либо закрывать его существенно позже окончания этого такта. Основной подход у двигателистов носит условное наименование "укороченного впуска", а второй - "укороченного сжатия". В конечном счете оба этих подхода дают одно и то же: понижение фактической степени сжатия рабочей смеси относительно геометрической, при сохранении неизменной степени расширения (то есть такт рабочего хода остается таким же, как в двигателе Отто, а такт сжатия сокращается - как у Аткинсона, только сокращается не по времени, а по степени сжатия смеси) [5].

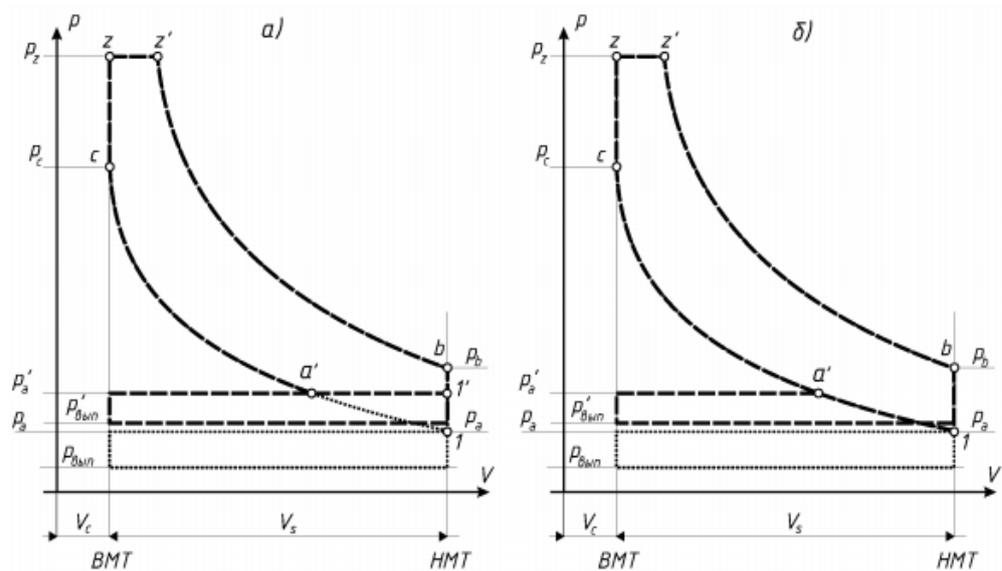
Второй подход Миллера - поскольку он несколько более выгоден с точки зрения потерь на сжатие, он практически осуществлен в серийных автомобильных моторах Mazda "MillerCycle"

В таком моторе впускной клапан не закрывается с завершением такта впуска, а остается открытым в течение первой части такта сжатия. Сжатие смеси фактически начинается позже, когда впускной клапан наконец затворяется, и смесь показывается запертой в цилиндре.

Смесь в двигателе Миллера сдавливается меньше, чем должна была бы сдавливаться в двигателе Отто такой же механической геометрии. Это позволяет усилить геометрическую степень сжатия и степень расширения выше пределов, обуславливаемых детонационными свойствами топлива -

приведя фактическое сжатие к возможным значениям за счет вышеописанного "укорочения цикла сжатия". Это приносит вероятность намного больше использовать энергию расширяющихся в цилиндре газов, это увеличивает термическую результативность мотора и обеспечивает большую экономичность двигателя.

Выгода от увеличения тепловой эффективности цикла Миллера относительно цикла Отто сопровождается потерей пиковой выходной мощности для данного размера (и массы) двигателя из-за ухудшения наполнения цилиндра. Так как для получения такой же выходной мощности понадобился бы двигатель Миллера большего размера, чем двигатель Отто, выигрыш от увеличения тепловой эффективности цикла будет отчасти истрачен на возросшие вместе с размерами двигателя механические потери (трение, вибрации и т. д.).



а) с укороченным сжатием б) с ускоренным впуском

Рисунок 3.1 –Индикаторные диаграммы для циклов Миллера

Собственно потому инженеры Mazda возвели свой первый серийный мотор с циклом Миллера не атмосферным. В то время как они прибавили к двигателю нагнетатель типа Lisholm, у них получилось возобновить высокую

удельную мощность, почти не теряя эффективности, снабжаемой циклом Миллера. Это решение определило привлекательность мотора Mazda V6 "MillerCycle", который устанавливают на Mazda Xedos-9 (Millenia или Eunos-800). При рабочем объеме 2.3 л он выдает мощность 213 л. с. и крутящий момент 290 Нм, что равносильно характеристикам обыкновенных 3-литровых атмосферных моторов[6].

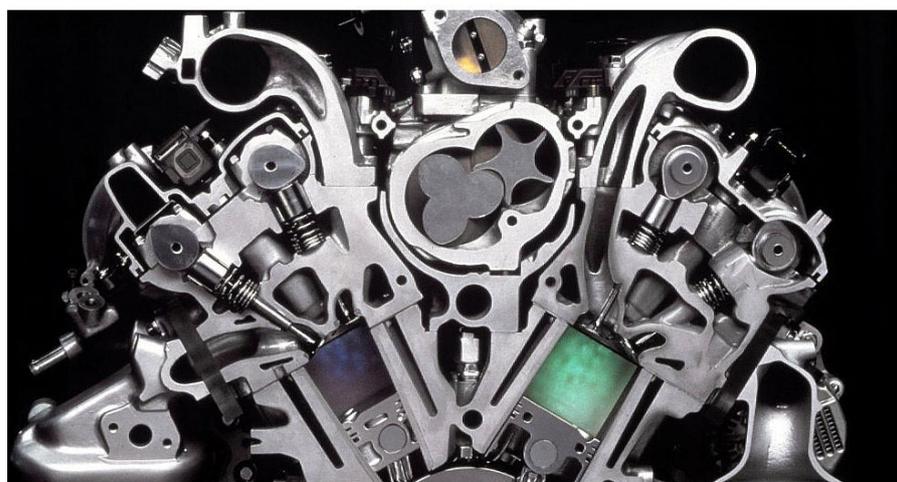


Рисунок 3.2 - мотор Mazda V6 "Miller Cycle"

3.2 Тепловой расчет по циклу Миллера

3.2.1 Исходные данные для расчета двигателя

Тип	с искровым зажиганием
Число и расположение цилиндров	4 P
Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	6000
Номинальная мощность, кВт (л.с.)	72(95)
Степень сжатия, ε	13,5

3.2.2 Тепловой расчет двигателя на бензине

Рабочий объем двигателя $V_d = 1,596$ л.

Рабочий объем одного цилиндра $V_h=0,399$ л.

Диаметр цилиндра $D=82$ мм.

Ход поршня $S=75,6$ мм

Количество цилиндров = 4

Режимы, при которых проводится расчет $n=900, 4500, 5200, 7000, 6000$ об/мин

Коэффициент избытка воздуха $\alpha=1$.

Степень сжатия $\varepsilon=13,5$ (геометрическая)

Степень сжатия $\varepsilon_\phi=11$ (фактическая с учетом открытого клапана)

Температура окружающей среды = $293 \text{ K} = 20^\circ\text{C}$.

3.2.2.1 Топливо

Средний элементарный состав и молекулярная масса топлива

$$C=0,854; H=0,144; \text{ и } m_T=114,5 \text{ кг/моль}$$

Низшая теплотворная способность топлива H_u :

$$H_u=33,91C+125,60H-10,89(O-S)-2,51(9H+W)=33,91*0,855+125,6*0,145-2,51*9*0,145=43,933 \text{ МДж/кг.}$$

3.2.2.2 Параметры рабочего тела

Теоретически необходимое число воздуха для сгорания 1 кг топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \left(\frac{0,855}{12} + \frac{0,145}{4} \right) = 0,516 \text{ кмоль возд/кг топл.}$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} 0,855 + 8 * 0,145 \right) = 14,957 \text{ кг возд/кг топл.}$$

Число горючей смеси $M_1=\alpha L_0+1/m_T=1,0*0,516+1/115=0,5247$ кг/кмоль;

Число отдельных компонентов продуктов сгорания для принятых скоростных режимов:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} + 2 \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = \frac{0,855}{12} - 2 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 * 0,516 = 0,07125 \text{ кмоль } CO_2/\text{кг топл.}$$

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

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = \frac{0,145}{2} - 2 * 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 * 0,516 = 0,0725 \text{ кмоль } H_2O/\text{кг топл.}$$

$$M_{H_2} = 2K \frac{1-\alpha}{1+K} 0,208L_0 = 2 * 0,5 \frac{1-1}{1+0,5} 0,208 * 0,516 = 0 \text{ кмоль } H_2/\text{кг топл.}$$

$$M_{N_2} = 0,792\alpha L_0 = 0,792 * 1 * 0,516 = 0,4086 \text{ кмоль } N_2/\text{кг топл.}$$

Объединенное число продуктов сгорания:

$$M_2 = M_{CO} + M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{H_2} + M_{N_2} = 0,07125 + 0,0725 + 0,4086 = 0,5524 \text{ кмоль пр. сг/кг топл.}$$

3.2.2.3 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 возьмем $T_r=1020\text{ K}$.

Давление остаточных газов p_z на номинальном скоростном режиме, возьмем:

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

Тогда величины давлений на других 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 $n_N=6000 A_p=(0,110-0,1*1,035)*10^8/6000^2*0,1=0,1805$

Тогда: $n=6000 p_r = 0.1(1,035 + 0,1805 * 10^{-8} * 6000^2) = 0,109\text{МПа}$

3.2.2.4 Процесс впуска

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

Для остальных режимов ΔT считается по данной формуле:

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

где $A_T = (\Delta T_N)/(110 - 0,0125n_N) = 0,17$

теперь: $n=6000 \Delta T=6^\circ\text{C}$

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_0 = p_0 * 10^6 / (R_B T_0) = 0,1 - 10^6 / (287 * 293) = 1,189 \text{ кг/м}^3,$$

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

Потери давления на впуске:

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

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

$$\text{где } A_n = \omega_{\text{вп}} / n_N = 95 / 5200 = 0,01826$$

Тогда: $n=6000 \Delta P_a = 2,4 * 0,01826^2 * 6000^2 * 1,189 * \frac{10^{-6}}{2} = 0,017\text{Мпа}$

Давление в конце впуска:

Рассчитывается по данной формуле:

$$P_a = P_0 - \Delta P_a$$

$$\text{При } n=6000 \quad P_a = 0,1 - 0,017 = 0,083 \text{ Мпа}$$

Коэффициент остаточных газов Y_r .

Для двигателя с впрыском топлива коэффициент очистки $\varphi_{оч}$ возможно взять как 1, а коэффициент дозарядки на номинальном режиме $\varphi_{доз}=1,145$, при наименьшем скоростном режиме $\varphi_{доз}=0,96$.

Тогда Y_r определяется по формуле:

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

$$n=6000 \quad Y_r = \frac{293+6}{1020} * \frac{0,19}{13,5 * 1,145 * 0,083 - 0,19} = 0,047$$

Температура в конце впуска:

$$T_a = (T_0 + \Delta T + Y_r T_r) / (1 + Y_r)$$

$$n=6000 \quad T_a = (293 + 6 + 0,051 * 1020) / (1 + 0,051) = 302 \text{ К}$$

Коэффициент наполнения:

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

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

теперь для выбранных скоростных режимов η_v будет:

$$n=6000 \eta_v = \frac{293}{293+6} * \frac{1}{11-1} * \frac{1}{0,1} (1,145 * 11 * 0,083 - 0,109) = 0,92$$

3.2.2.5 Процесс сжатия

Средний показатель адиабаты сжатия при $\varepsilon=13,5$ и рассчитанных T_a по режимам:

$$\text{При } \varepsilon=13,5 \quad n=6000 \quad k_1=1,382;$$

Средний показатель политропы сжатия n_1 берется несколько меньше k_1 и имеет значения $n=900 \quad n_1=1,37$; $n=4500 \quad n_1=1,38$; $n=5200 \quad n_1=1,38$; $n=7000 \quad n_1=1,383$;

Давление в конце сжатия:

$$P_c = P_a \varepsilon^{n_1}$$

При взятых значениях n_1 давление в конце такта сжатия примет следующий вид:

$$n=6000 \quad P_c = 0,083 * 13,5^{1,382} = 3,02 \text{ Мпа}$$

Температура в конце такта сжатия:

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}$$

$$n=6000 \quad T_c = 281 * 13,5^{1,382 - 1} = 702 \text{ К}$$

Средняя молярная теплоемкость в конце сжатия:

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

$$n=6000$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 * 10^{-3} * 426 = 21,72 \text{ кДж/(кмольград)}$$

б) остаточных газов

$$(mc_v'')_{t_0}^{445} = 23,795 + (23,926 - 23,795) * \frac{0,01}{0,05} = 23,827 \text{ кДж/(кмоль град)};$$

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

$$(mc_v')_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0,035} [21,77 + 0,035 * 23,82] = 21,83 \text{ кДж/(кмоль град)};$$

3.2.2.6 Процесс сгорания

Коэффициент молекулярного видоизменения горючей смеси $\mu_0 = M_2/M_1$,

рабочей смеси $\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r)$, на номинальном режиме:

$$\mu_0 = 0,5524 / 0,5247 = 1,052$$

$$\mu = (1,052 + 0,051) / (1 + 0,051) = 1,050$$

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

$$H_{\text{раб.см}} = \frac{H_u - \Delta H_u}{M_1 (1 + \gamma_r)} = \frac{43930}{0,5247 * (1 + 0,035)} = 80902 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}} \text{раб. см}$$

Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания:

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_c} = \frac{1}{M_2} [M_{CO_2} (mc''_{vCO_2})_{t_0}^{t_z} + M_{CO} (mc''_{CO})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} (mc''_{H_2O})_{t_0}^{t_z} + M_{H_2} (mc''_{vH_2})_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} (mc''_{vN_2})_{t_0}^{t_z}]$$

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

$$(mc''_v)_{t_0}^{t_c} = \left(\frac{1}{0,5524} \right) * [0,0712 * (39,123 + 0,003349 t_z) + 0,0725 * (26,67 + 0,004438 t_z + 0,4087(21,951 + 0,001457 t_z))] = 24,784 + 0,002091 t_z \text{ кДж/(кмоль град)}$$

Коэффициент использования теплоты ξ_z для принятых скоростных режимов: $n=6000$ $\xi_z=0,98$;

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

$$0,99 * 80902 + 21,77 * 445 = 1,050(24,784 + 0,002091 t_z) t_z,$$

$$\text{или } 26,0232 t_z + 0,002195 t_z^2 - 89779 = 0$$

откуда

$$t_z = (-26,0232 + \sqrt{26,0232^2 + 4 * 0,002195 * 89779}) / (2 * 0,002195) = 2792^\circ\text{C}$$

$$T_z = t_z + 273 = 2792 + 273 = 3265 \text{ К}$$

$$n=6000 \quad T_z = t_z + 273 = 2514 + 273 = 2787 \text{ К}$$

наибольшее давление сгорания теоретическое:

$$p_z = p_c * \mu * T_z / T_c$$

$$n=6000 \quad p_z = 2 * 1,050 * 2787 / 699 = 9,2 \text{ МПа}$$

наибольшее давление сгорания действительное:

$$p_{zd} = p_z * 0,85$$

$$n=6000 \quad p_{zd} = 9,2 * 0,85 = 7,82 \text{ МПа}$$

Степень повышения давления λ :

$$\lambda = p_z / p_c$$

$$n=6000 \quad \lambda = 9,2 / 3,02 = 3,1;$$

3.2.2.7 Процессы расширения и выпуска

Средний показатель адиабаты расширения k_2 при $\alpha=1$, степени сжатия $\varepsilon=13,5$ и температуре $T_z=3052$, равен 1,259, а средний показатель политропы расширения $n_2=1,25$.

Давление и температура в конце процесса расширения:

$$p_b = p_z / \varepsilon^{n_2}$$

$$T_b = T_z / \varepsilon^{n_2 - 1}$$

$$n=6000 \quad P_b = 9,2 / 13,5^{1,25} = 0,449 \text{ МПа}; \quad T_b = 2776 / 13,5^{0,25} = 1459 \text{ К}$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

$$T_{rN} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{P_b/P_r}} = \frac{1459}{\sqrt[3]{0,449/0,1099}} = 912 \text{ К}$$

Погрешность расчета $\Delta T_{гN} = 100(920 - 912)/912 = 0,87\%$

3.2.2.8 Индикаторные параметры рабочего цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление:

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

Для $n=6000$

$$p'_i = \frac{2,28}{13,5 - 1} \left[\frac{3,85}{1,25 - 1} \left(1 - \frac{1}{13,5^{1,25 - 1}} \right) - \frac{1}{1,383 - 1} \left(1 - \frac{1}{11^{1,383 - 1}} \right) \right] = 0,97 \text{ МПа}$$

Среднее индикаторное давление

$$p_i = \varphi_u p'_i$$

$$n = 6000 \quad p_i = 0,98 * 0,93 = 0,95 \text{ МПа};$$

Индикаторный КПД:

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

$$n=6000 \quad \eta_i = 1,351 * 14,957 * 1 / (43,930 * 1,189 * 0,92) = 0,29$$

Индикаторный удельный расход:

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i)$$

$$n=6000 \quad g_i = 3600 / (43,930 * 0,29) = 283 \text{ г/(кВт * ч)}$$

3.2.2.9 Эффективные показатели двигателя

Среднее давление механических потерь для четырехцилиндрового двигателя:

$$p_m = 0,034 + 0,0113 v_{п.ср},$$

Где средняя скорость поршня:

$$v_{п.ср} = Sn/(10^4 * 3);$$

Ход поршня из исходных данных равен 75,6 мм, тогда:

$$n=6000 v_{п.ср} = 75,6 * 6000/(10^4 * 3) = 15,12 \text{ м/с}$$

Откуда давление механических потерь для всех режимов:

$$n=6000 p_m = 0,051 + 0,0113 * 15,12 = 0,221 \text{ МПа}$$

Среднее эффективное давление:

$$p_e = p_i - p_m$$

$$n=6000 p_e = 0,95 - 0,221 = 0,73 \text{ МПа};$$

Механический КПД:

$$\eta_m = p_e/p_i$$

$$n=6000 \eta_m = 0,73/0,95 = 0,7;$$

Эффективный КПД:

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

$$n=6000 \eta_e = 0,29 * 0,757 = 0,71;$$

Эффективный удельный расход:

$$g_e = 3600/H_u \eta_e$$

$$n=6000 g_e = 3600/43,93 * 0,349 = 350 \text{ г/(кВт * ч)}$$

3.2.2.10 Основные параметры двигателя

Площадь поршня

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

Мощность двигателя:

$$N_e = p_e V_d n / 30 \tau$$

$$n=6000 N_e = 1,099 * 1,39 * 6000/30 * 4=44 \text{ кВт};$$

Литровая мощность

$$N_l = N_e/V_l = 55 \text{ кВт/л};$$

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

$$n=6000 M_e = 9554 * \frac{44}{6000} = 68 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Часовой расход топлива:

$$G_T = N_e g_e * 10^{-3}$$

$$n=6000 G_T = 44 * 350 * 10^{-3} = 14 \text{ кг/ч}$$

3.2.3 Тепловой баланс двигателя

Общее количество теплоты впрыснутое в двигатель:

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

Теплота, эквивалентная эффективной работе:

$$Q_e = 1000 N_e;$$

Теплота, утраченная с отработавшими газами:

$$Q_{\Gamma} = (G_T/3,6) * [M_2 ((mc''_{\text{в}})_{t_{\Gamma}} + 8,315) t_{\Gamma} - M_1 ((mc_{\text{в}})_{t_0}^{20} + 8,315) t_0];$$

Теплота, отдаваемая системе охлаждения:

$$Q_{\text{в}} = ciD^{1+2m}n^m(H_u - \Delta H_u)/(\alpha H_u),$$

где $c=0,5$; D -диаметр цилиндра, см; $m=0,58$ при $n=900$, $m=0,64$ при $n=4500$, $m=0,64$ при $n=5200$ и $m=0,66$ при $n=7000$ об/мин, $m=0,65$ при $n=6000$ об/мин.

Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания:

$$Q_{\text{н.с}} = \Delta H_u G_T/3,6$$

Неучтенные потери:
$$Q_{\text{ост.}} = Q_0 - (Q_e + Q_{\Gamma} + Q_{\text{в}} + Q_{\text{н.с}})$$

Результаты расчета теплового баланса приведены в таблице 3.1

Таблица 3.2– Тепловой баланс

составная часть теплового баланса	Частота вращения коленчатого вала, об/мин							
	900		4500		5200		7000	
	Q , Дж/с	q ,%	Q , Дж/с	q ,%	Q , Дж/с	q ,%	Q , Дж/с	q ,%
Теплота, эквивалентная эффективной службе	14291	36,9	63001	41	69001	34,9	76001	32,8
Теплота, отдаваемая системе охлаждения	8375	21,77	45063	28,7	49432	25,4	77424	33,4
Теплота, утраченная с отработавшими газами	12051	29,51	49398	31,36	61795	31,5	70702	30,4
Теплота, утраченная из-за химической неполноты сгорания	2186	5,6	0	0	0	0	6332	2,6
Неучтенные потери теплоты	1532	3,8	77	0,045	16846	8,1	1392	0,7
Теплота впрыснутая в двигатель	38437	101	157536	101	197075	101	231853	101

3.2.4 Скоростная характеристика двигателя

Скоростная характеристика, полученная при положении дроссельной заслонки, соответствующей полной мощности, называется внешней. Она позволяет провести анализ и дать оценку мощностных, экономических, динамических и эксплуатационных показателей при работе двигателя с полной нагрузкой. На основании теплового расчета, проведенного на режиме полной мощности, рассчитываем внешнюю скоростную характеристику двигателя.

	N_{ex}	M_{ex}	p_{ex}	g_e	G_t
900	7,252214	76,94838	1,614294	35,72914	2,591154
2000	17,46995	83,41287	1,749912	31,22611	5,455186
2500	22,20967	84,83468	1,77974	29,94089	6,649772
3000	26,80049	85,30862	1,789682	29,13167	7,807432
3500	31,09354	84,83468	1,77974	28,79847	8,954462
4000	34,9399	83,41287	1,749912	28,94127	10,11205
4500	38,1907	81,04319	1,700198	29,56008	11,2892
5000	40,6970	77,72563	1,6	30,6549	12,47564
5500	42,3100	73,4602	1,5	32,22572	13,63472
6000	42,8807	68,2469	1,4	34,27256	14,69634
6500	42,2604	62,085	1,3	36,7954	15,54989

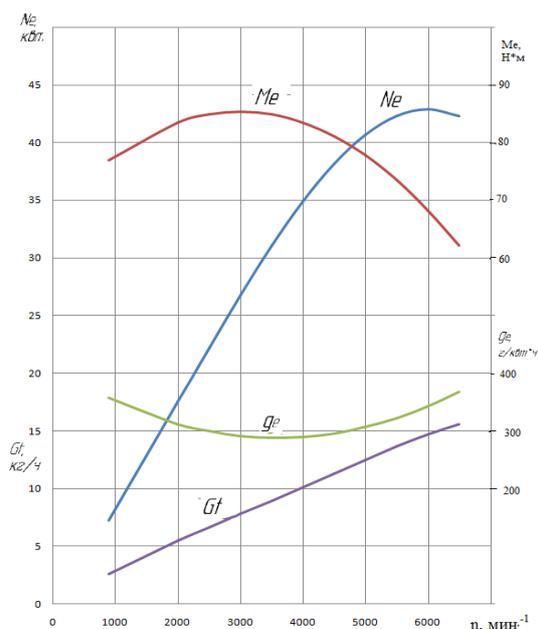


Рисунок 3.3 – Внешняя скоростная характеристика расчета по циклу Миллера

3.3 Сравнительный анализ

Отличие от традиционных двигателей

Цикл Аткинсона - это модернизированный цикл Миллера. Аткинсон уменьшил потерю выпуска. В его двигателе объем камеры сгорания меньше при прежнем рабочем объеме. Это значит, что степень сжатия выше, а ход поршня больше. К тому же, длительность такта сжатия по сравнению с рабочим ходом уменьшается, двигатель работает по циклу с увеличенной степенью расширения (степень сжатия ниже степени расширения). Эти условия позволили уменьшить потерю выпуска, используя энергию отработанных газов.



Рисунок 3.4 – Бензиновые двигатели Toyota объемами 1,0 и 1,3 литра, работающих по циклу Аткинсона

Преимущества и недостатки цикла Аткинсона:

Двигатель Аткинсона обладает несколькими преимуществами, которые выделяют его перед остальными ДВС:

- Снижение топливных потерь. Как говорилось ранее, благодаря изменению длительности тактов, стало возможным сохранять топливо, используя отработанные газы и снижая насосные потери.
- Маленькая вероятность детонационного сгорания. Степень сжатия топлива уменьшается с 10 до 8. Это позволяет не повышать обороты мотора переключением на пониженную передачу в связи с увеличением нагрузки. Так же вероятность детонационного сгорания меньше из-за выхода тепла из камеры сгорания во впускной коллектор.
- Маленький расход бензина. В новых гибридных моделях расход бензина равен 4 литра на 100 км.
- Экономичность, экологичность, высокий КПД.

Далее для сравнения представлены ВСХ двух расчетов двигателя

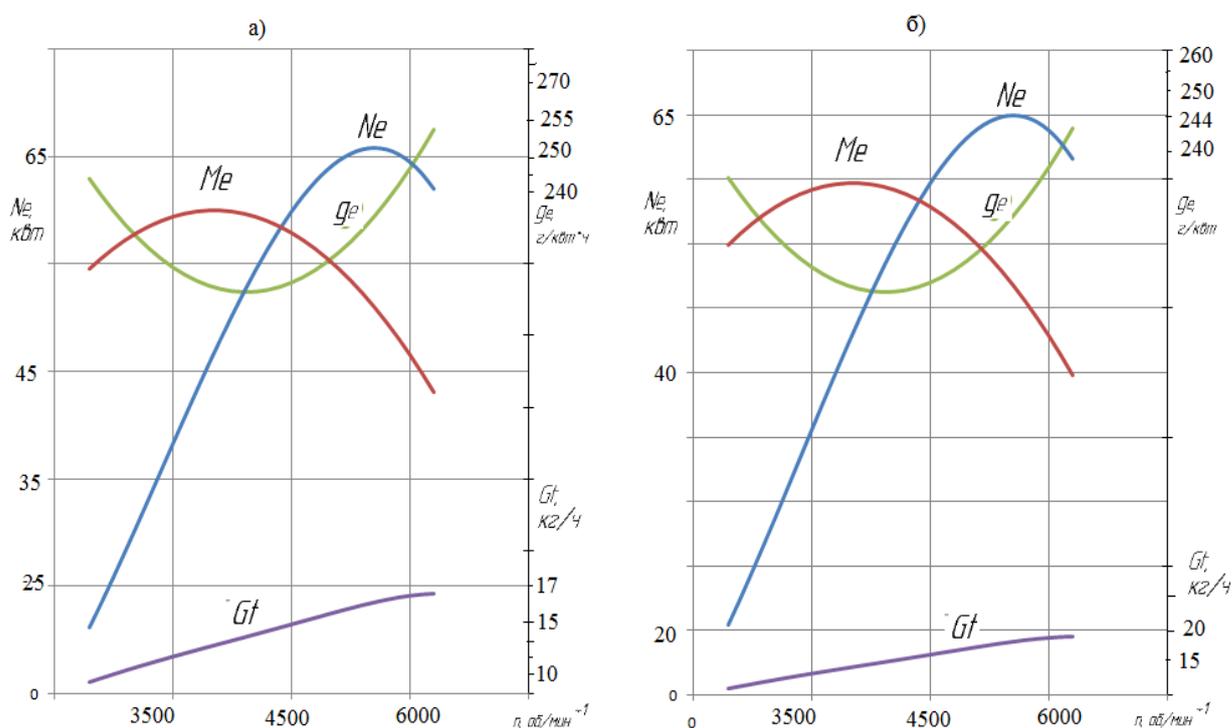


Рисунок 3.5 - Внешние скоростные характеристики

а) стандартный двигатель; б) по циклу Миллера

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенных расчетов: теплового расчета ВАЗ 21126 по стандартным параметрам и с повышенной степенью сжатия, по циклу Миллера, теплового баланса, построения внешней скоростной характеристики для двух расчетов, кинематического расчета, динамического расчета были рассчитаны эффективные показатели двигателя, кинематические показатели кривошипно-шатунного механизма, силы, действующие на КШМ, прочностные характеристики шатунной группы. Проведен сравнительный анализ стандартного расчета и расчета по циклу Миллера.

Проект рассмотрен с точки зрения соответствия существующим на сегодняшний день регламентам безопасности АТС.

По завершению расчетов выполнена графическая часть проекта, представляющая собой чертежи продольного и поперечного разрезов проектируемого двигателя и графики теплового, кинематического, динамического расчетов.

В ходе выполнения заданий выпускной квалификационной работе, был спроектирован двигатель по циклу Миллера, обеспечивающий работоспособность, надежность, соответствующий современному уровню двигателестроения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. [Электронный ресурс], - <http://www.studfiles.ru/> - статья в интернете.
2. [Электронный ресурс], - <http://www.findpatent.ru/>- статья в интернете.
3. [Электронный ресурс], - <http://promvest.info/>- статья в интернете.
4. Проблемы и перспективы развития автотранспортного комплекса / И.А. Якубович [Электронный ресурс], - <http://studik.net/>- статья в интернете.
5. [Электронный ресурс], - ru.wikipedia.org/- статья в интернете.
6. Цикл Аткинсона: как это работает [Электронный ресурс], - [Текст] <https://auto.today/>- статья в интернете.
7. Колчин, А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей[Текст] – М.: «Высшая школа», 1980.
8. Ложкин М.Н. Оформление расчетно – пояснительных записок, основных надписей и спецификаций к курсовым и дипломным проектам. Методические указания.[Текст] – Тольятти: ТГУ, 1989.
9. Орлин А.С., Круглов М.Г. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей.[Текст] – М.: «Машиностроение», 1983.
10. Dinler n. Combustion simulation in a spark ignition engine cylinder: effects of air-fuel ratio on the combustion duration.[Текст] –Thermal science, year 2010, pp. 1001-1012.
11. Bakowski h. Diagnosing of car engine fuel injectors damage using dwt analysis and pnn neural networks.[Текст] - silesian university of technology, year 2013, pp. 86-90.
12. Zurbriggen f. Diesel-minimal combustion control of a natural gas-diesel engine. [Текст] - institute for dynamic systems and control, year 2016, pp. 302–311.

13. Roslia.b. Computational simulation of fuel nozzle multi holes geometries effect on direct injection diesel engine performance using gt-power. - [Текст] American journal of applied sciences, year 2008, pp.110-116.
14. Ameri M., Kiaahmadi F., Khanaki M. Comparative analysis of the performance of a dual-fuel internal combustion engine for CNG and gasoline fuels. - [Текст] Journal of Power Technologies, year 2012, pp. 214–226.
15. [Электронный ресурс], - ru.wikipedia.org-[Текст] статья в интернете.
16. Технический регламент «О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ» (в ред. постановлений Правительства РФ от 21.04.2008 № 609, от 27.11.2006 № 718, от 26.11.2009 № 956).
17. 2009/40/EC «Директива Европейского парламента и Совета от 6 мая 2009 г. по испытаниям на пригодность к эксплуатации автомобильного транспорта и прицепов».
18. 2010/48/EC «Директива Комиссии от 5 июля 2010 г., адаптирующая к техническому прогрессу Директива 2009/40/EC Европейского парламента и Совета по испытаниям на пригодность к эксплуатации автомобильного транспорта и прицепов».
19. Технический регламент «О безопасности колесных транспортных средств» (постановление Правительства РФ от 23.09.2009 № 720).
20. ГОСТ Р 52033-2003 «Автомобили с бензиновыми двигателями. Выбросы загрязняющих веществ с отработавшими газами. Нормы и методы контроля при оценке технического состояния».
21. ГОСТ Р 17.2.02.06-99 «Охрана природы. Атмосфера. Нормы и методы измерения содержания оксида углерода и углеводородов в отработавших газах газобаллонных автомобилей».
22. ГОСТ Р 52160-2003 «Автотранспортные средства, оснащенные двигателями с воспламенением от сжатия. Дымность отработавших газов.

Нормы и методы контроля при оценке технического состояния».

23. [Электронный ресурс], - [Текст] <http://www.innogos.ru/news> статья в интернете

Приложение А (обязательное)

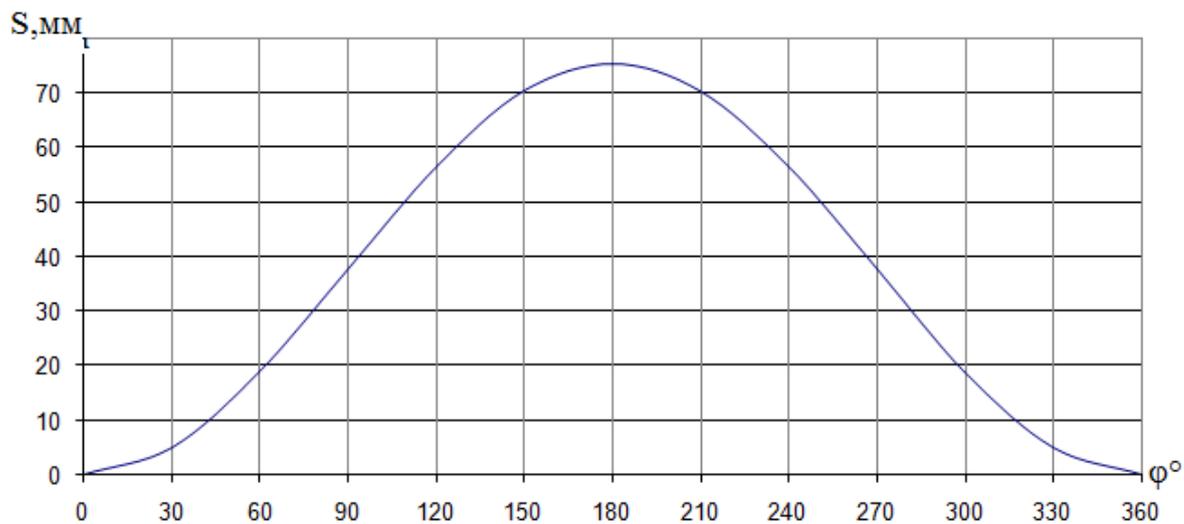


Рисунок А1 - Перемещение поршня

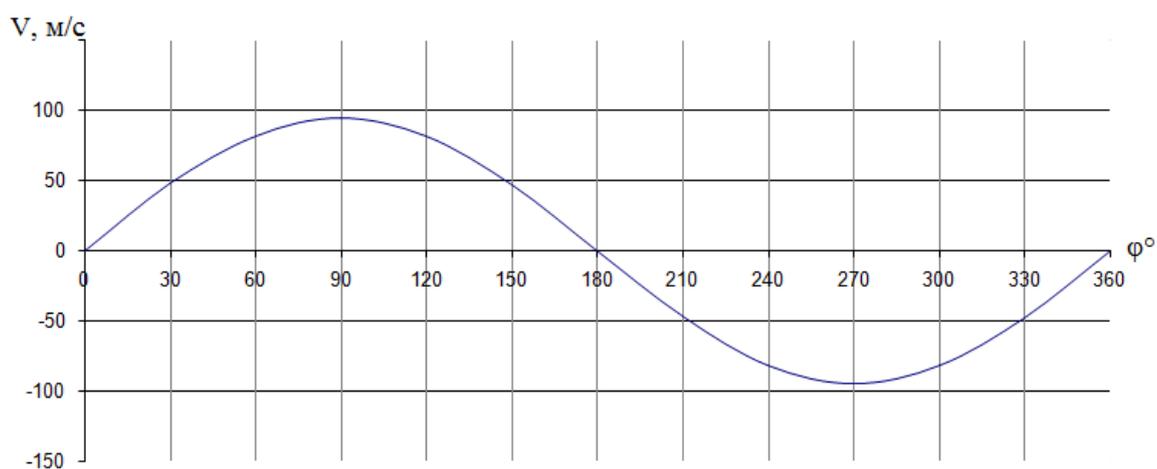


Рисунок А2- Скорость поршня

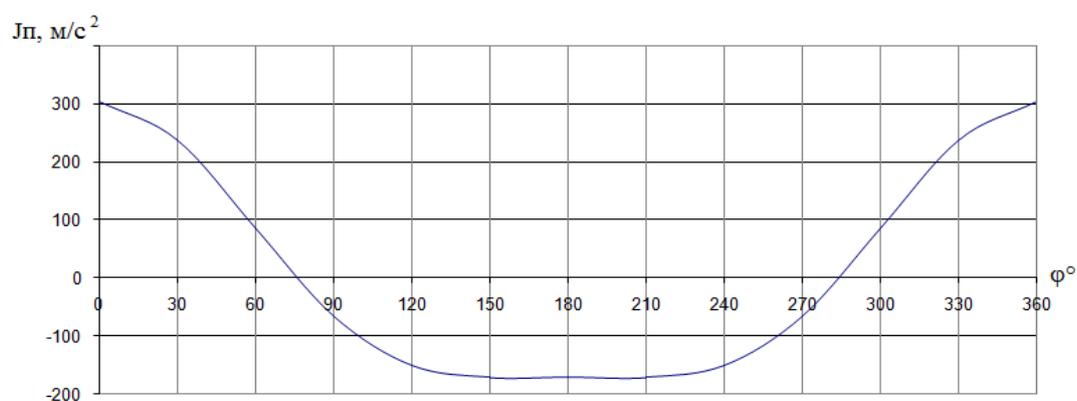


Рисунок А3 - Ускорение поршня

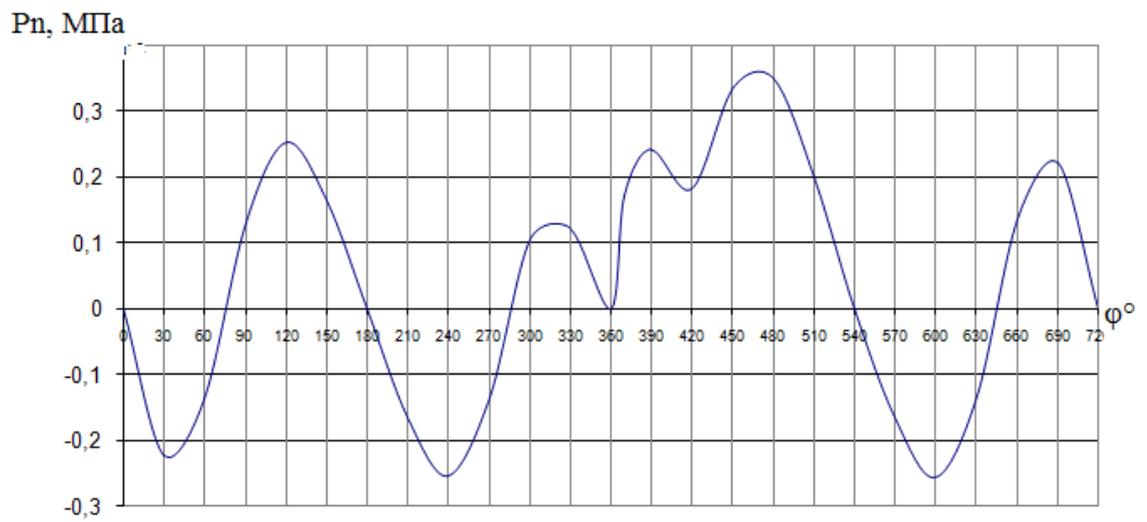


Рисунок А4 – Удельная нормальная сила

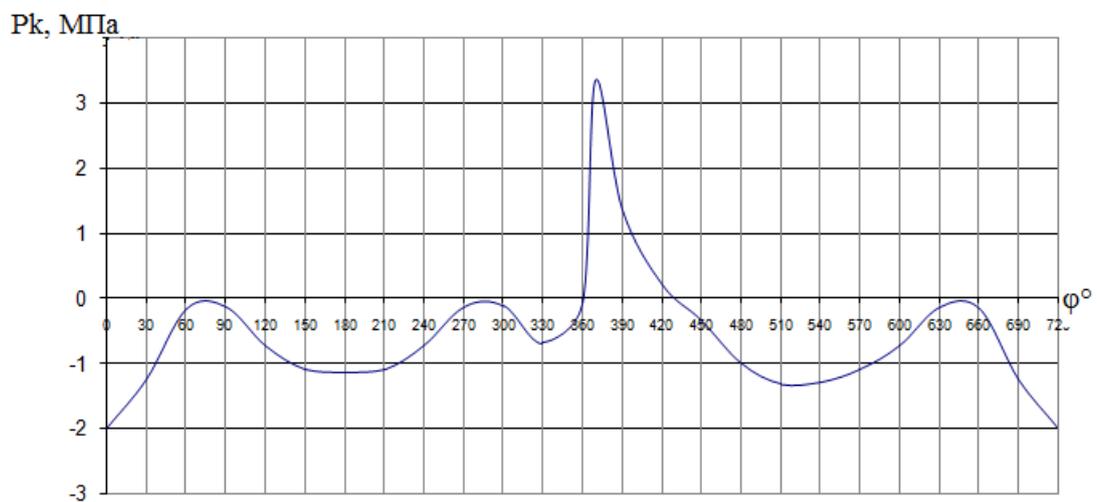


Рисунок А5 – Удельная сила (МПа), действующая по радиусу кривошипа

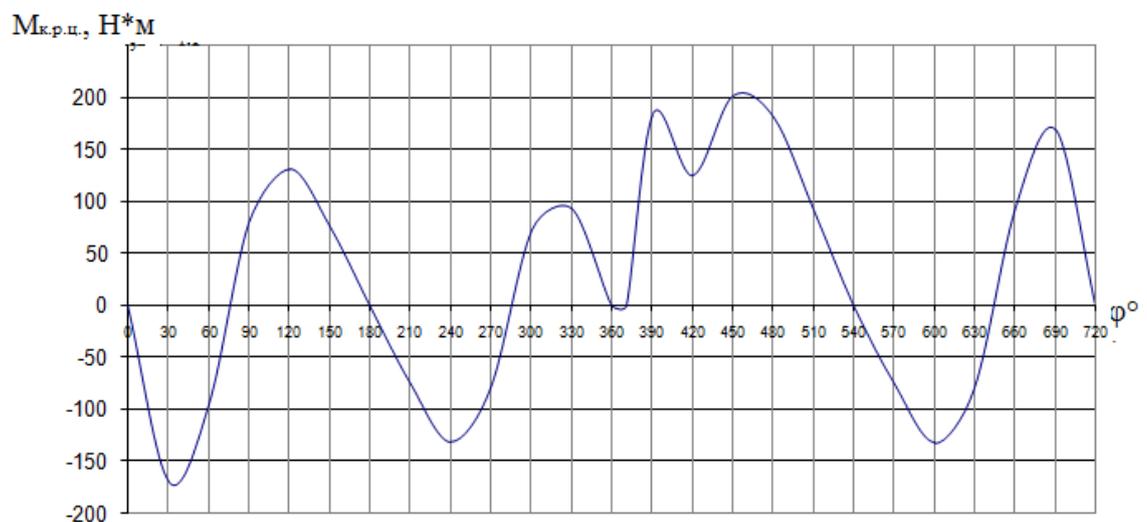


Рисунок А6 – Крутящий момент

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Безопасность и экологичность проекта

Поддержка экологических характеристик автотранспортных средств (АТС) при эксплуатации их на нормативном уровне является важной природоохранной задачей. На территории России на долю АТС приходится почти 40 % суммарных антропогенных выбросов загрязняющих веществ в атмосферный воздух. При стремительном росте численности автомобильного парка и увеличении интенсивности его эксплуатации удержание и, тем более, снижение этой доли возможно только при соответствующем внимании к экологическим характеристикам АТС во время эксплуатации со стороны их владельцев, организаций сервиса, технических служб автотранспортных организаций, органов технического и экологического контроля (надзора). Особое значение в этой работе имеет наличие адекватной конструктивному уровню эксплуатируемых автомобилей нормативной основы для осуществления экологического контроля, технического обслуживания и ремонта автомобиля и его систем. Как известно, требования безопасности АТС построены по двухуровневой схеме, основу которой составляют требования конструктивной безопасности, закладываемой на этапе проектирования и производства. Эти требования регламентируются Правилами ЕЭК ООН в рамках Женевского соглашения 1958 г. Второй уровень определяет требования к техническому состоянию автомобиля и реализуется на этапе его эксплуатации. На международном уровне соответствующие требования регламентируются Венским соглашением 1997 г. и действующими в его рамках Предписаниями, а на национальном уровне – национальными стандартами ГОСТ Р и техническими регламентами. В свою очередь, первичным источником тех и других требований являются Директивы Европейского Союза. Важным условием обеспечения эффективности применения системы требований безопасности в целом является синхронизация развития нормативной базы

первого и второго уровней. Особенно это касается требований к выбросам загрязняющих веществ с отработавшими газами – особенно динамично развивающейся сферы нормирования. Принятый в 2005 г. первый российский технический регламент «О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ» ввел понятие «экологический класс транспортных средств», аналогичный понятию «Евро» в европейских странах и установил график допуска на рынок автомобилей различных классов (рис. 2). В настоящее время на территории России эксплуатируются автомобили категорий M_{1-3} и N_{1-3} шести экологических классов (0, 1, 2, 3, 4 и 5), при этом уровень их вредных выбросов, оцениваемый в г/км или г/кВт и подтверждаемый при сертификационных испытаниях на различных нагрузочных циклах, может различаться в 10 и более раз. Технический регламент быстро меняет структуру российского парка автомобилей по экологическим классам. С момента вступления в силу этого регламента обновление российского автомобильного парка происходит за счет автомобилей 2-го (Евро-2), а с 2008 г. – за счет автомобилей 3-го и более высоких экологических классов. Это касается как новых автомобилей, так и подержанных, ввозимых из-за рубежа. Автомобили высоких экологических классов конструктивно значительно сложнее, чем их предшественники[16].

В случае использования для них в процессе эксплуатации несоответствующего топлива, эксплуатационных материалов, а также неквалифицированного или недобросовестного технического обслуживания и ремонта, связанного с разукomплектованием или перепрограммированием систем управления работой двигателя, возможен существенный, многократный рост вредных выбросов. При этом специфика экологических требований заключается в том, что автовладелец непосредственно не заинтересован в их соблюдении, в отличие от требований безопасности движения, от которых напрямую зависит его жизнь. Это определяет необходимость регулярного проведения обязательного контроля технического состояния автомобилей по

экологическим параметрам. При этом очевидно, что параметры оценки технического состояния и их значения должны быть дифференцированными для автомобилей различных экологических классов. В противном случае весь эффект от перехода на более экологичную технику будет быстро утерян[16].

В настоящее время российская нормативная основа в области экологического контроля автотранспортных средств не в достаточной степени гармонизирована с европейскими требованиями, основу которых составляют Директивы 2009/40/ЕС и 2010/48/EU [2, 3], определяющие нормы и методы испытаний автомобилей при проведении технических осмотров. Директивы, как и прежде, предусматривают испытания неподвижных автомобилей с бензиновыми двигателями на режимах холостого хода и автомобилей с дизелями на режиме свободного ускорения[18].

Требования к содержанию CO в отработавших газах автомобилей с бензиновыми двигателями и допустимый диапазон значений коэффициента избытка воздуха λ согласно Директиве 2010/48/ЕС

Таблица Б1- ыврпща

Экологический класс (ЭК) автомобилей (дата выпуска)	Содержание CO, процент объема		Допустимый диапазон значений коэффициента избытка воздуха λ
	n_{min}	$n_{пов}$	
ЭК 0 (до 01.10.1986)	$\leq 4,5$	–	ЭК 0 (до 01.10.1986)
ЭК 0 (после 01.10.1986)	$\leq 3,5$	–	ЭК 0 (после 01.10.1986)
ЭК 1, 2, 3	$\leq 0,5$	$\leq 0,3$	ЭК 1, 2, 3
ЭК 4 и более высокий	$\leq 0,3$	$\leq 0,2$	ЭК 4 и более высокий

Предложения по установлению предельно-допустимых значений выбросов CO и CH для автомобилей с бензиновыми двигателями (проект изменений в ГОСТ Р 52033)

Таблица Б2 - ывпаывп

Категория и комплектация ТС	Дата Выпуска	Частота вращения коленчатого вала двигателя на холостом ходу	Объемная доля CO , %, не более	Объемная доля CH_1 , млн ⁻¹ , не более
M и N	до 31.12.1986	наименьшие	4,5	-
M_1 и N_1	с 01.01.1987 по 31.12.2006	наименьшие	3,5	1200
		увеличенные	2,0	600
M_2, M_3, N_2 и N_3	с 01.01.1987 по 31.12.2006	наименьшие	3,5	2500
		увеличенные	2,0	1000
M_1 и N_1 , снабженные системами нейтрализации отработавших газов (экологические классы 2,3,4)	с 01.01.2007 по 31.12.2011	наименьшие	0,5	-
		увеличенные	0,3	100
M_2, M_3, N_2 и N_3 , снабженные системами нейтрализации отработавших газов (экологические классы 2,3,4)	с 01.01.2007 по 31.12.2012	наименьшие	0,5	-
		увеличенные	0,3	200
M_1 и N_1 , снабженные системами нейтрализации отработавших газов (экологические классы 4 и выше)	с 01.01.2013	наименьшие	0,3	-
		увеличенные	0,2	100
M_2, M_3, N_2 и N_3 , снабженные системами нейтрализации отработавших газов (экологические классы и больше)	с 01.01.2013	наименьшие	0,3	-
		увеличенные	0,2	200

Исследуемый в бакалаврской работе двигатель внутреннего сгорания (ДВС), работающий по циклу Миллера, соответствует выше указанным

стандартам приведенным в правилах ЕЭК ООН R 83-05 и может быть допущен до эксплуатации в населенных пунктах несмотря на то, что в указанном типе ДВС присутствует существенный недостаток, который не позволял его применить ранее в массовом автомобильном производстве. Он характеризуется пониженными мощностными показателями на низких оборотах коленвала. Однако, учитывая современный этап развития конструкций автомобиля, включающий широкое распространение автомобилей комбинированными гибридными силовыми установками, включающими ДВС и электродвигатели, данный недостаток полностью компенсируется. Требуемые показатели достижения эффективной мощности и крутящего момента на низких оборотах комбинированной гибридной установкой обеспечивается в этом случае за счет используемого электродвигателя.

Таким образом использование ДВС по циклу Миллера, в составе комбинированного гибридного силового агрегата автомобиля, позволяет в максимальной степени уменьшить его вредное экологическое загрязнение окружающей среды, токсическими выбросами и выбросами углекислого газа в окружающую среду.

