

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО ОБРАЗОВАНИЮ

Государственное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
“Оренбургский государственный университет”

Кафедра автомобильного транспорта

Р.Ф. КАЛИМУЛЛИН, С.В. ГОРБАЧЕВ, А.А. ФИЛИППОВ

# **ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЬНЫХ ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ**

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ  
К КУРСОВОМУ ПРОЕКТИРОВАНИЮ

Рекомендовано к изданию Редакционно-издательским советом  
государственного образовательного учреждения  
высшего профессионального образования  
“Оренбургский государственный университет”

Оренбург 2007

УДК 621.433(07)  
ББК 39.35 я 7  
К17

Рецензент  
кандидат технических наук, доцент А.П. Пославский

К17 **Калимуллин, Р.Ф. Тепловой расчет автомобильных  
газовых двигателей: методические указания к курсовому  
проектированию / Р.Ф. Калимуллин, С.В. Горбачев, А.А.  
Филиппов. - Оренбург: ГОУ ОГУ, 2007. - 40 с.**

Методические указания содержат методику теплового расчета рабочего цикла автомобильных газовых двигателей.

Методические указания предназначены для выполнения курсового проекта по дисциплинам “Автомобильные двигатели”, “Рабочие процессы, конструкция и основы расчета тепловых двигателей и энергетических установок” для студентов специальностей 19.06.01 и 19.06.03 всех форм обучения.

К

ББК 39.35 я 7

© Калимуллин Р.Ф., 2007  
Горбачев С.В.,  
Филиппов А.А.  
© ГОУ ОГУ, 2007

## Содержание

Введение.....	4
1 Задание на курсовое проектирование.....	5
2 Тепловой расчет рабочего цикла газового двигателя.....	6
2.1 Рабочее тело и его свойства.....	6
2.2 Процесс впуска.....	11
2.3 Процесс сжатия.....	14
2.4 Процесс сгорания.....	16
2.5 Процесс расширения.....	19
2.6 Проверка точности выбора температуры остаточных газов.....	20
2.7 Индикаторные показатели рабочего цикла.....	20
2.8 Эффективные показатели двигателя.....	22
2.9 Основные параметры и показатели двигателя.....	24
2.10 Тепловой баланс.....	26
Список использованных источников.....	30
Приложение А Пример теплового расчета автомобильного газового двигателя.....	31

## Введение

Учебные дисциплины “Автомобильные двигатели”, “Рабочие процессы, конструкция и основы расчета тепловых двигателей и энергетических установок” и “Транспортная энергетика” являются, согласно государственным образовательным стандартам по специальностям 19.06.01, 19.06.03 и 24.04.00, специальными дисциплинами и формируют специальные знания будущего специалиста в области движущих элементов подвижного состава автомобильного транспорта.

Предметом изучения данных дисциплин являются автомобильные двигатели внутреннего сгорания (ДВС).

Задачи изучения дисциплины определяются на основе требований к знаниям и умениям студента после изучения данного курса.

Студент должен знать:

1) сущность и значение процессов, происходящих в цилиндре ДВС при реализации действительного цикла, закономерности и наиболее эффективные методы превращения химической энергии топлива в работу ДВС;

2) влияние основных конструктивных, эксплуатационных и атмосферно-климатических факторов на протекание процессов в ДВС и на формирование внешних показателей работы двигателя, современные методы улучшения технико-экономических показателей и характеристик двигателя, основные критерии работы ДВС и общепринятые характеристики;

3) тенденции и направления развития ДВС, диктуемые современными требованиями к подвижному составу автотранспорта.

Настоящие методические указания дополняют существующие методические указания к курсовому проектированию по вышеуказанным дисциплинам и содержат методику теплового расчета рабочего цикла автомобильного газового двигателя внутреннего сгорания.

## 1 Задание на курсовое проектирование

Задание на курсовое проектирование определяется по таблице 1.1 в соответствии с номером варианта, указанным руководителем проекта.

Таблица 1.1 - Задание на курсовое проектирование

Номер варианта	Параметры двигателя						
	Тип двигателя	Давление за компрессором $p_k$ , МПа	Номинальная мощность $N_e$ , кВт	Номинальная частота вращения $n_e$ , мин <sup>-1</sup>	Число цилиндров, $i$	Степень сжатия, $\epsilon$	Охлаждение
1	ГН	0,17	185	2400	6	11,0	Ж
2	ГН	0,20	200	2200	8	11,5	Ж
3	ГН	0,22	190	2200	8	12,5	Ж
4	Г	-	40	2400	4	10,5	Ж
5	Г	-	235	1800	8	10,0	Ж
6	Г	-	100	2000	6	8,2	Ж
7	Г	-	105	2800	6	8,0	Ж
8	Г	-	255	1800	6	9,5	Ж
9	Г	-	60	2600	4	10,0	Ж
10	Г	-	165	1800	12	8,0	Ж
11	Г	-	120	3200	8	8,2	Ж
12	Г	-	95	3600	8	8,0	Ж
13	Г	-	100	1600	6	9,0	Ж
14	Г	-	155	1800	6	9,0	Ж
15	ГН	0,17	295	2000	8	10,0	Ж
16	Г	-	170	2000	8	10,0	Ж
17	ГН	0,18	365	2200	8	10,0	Ж
18	Г	-	220	2200	8	10,0	Ж
19	ГН	0,20	550	2200	12	10,0	Ж
20	Г	-	330	2200	12	10,0	Ж

Условные обозначения в таблице:

Г – газовый;

ГН – газовый с наддувом;

Ж – жидкостное охлаждение.

## **2 Тепловой расчёт рабочего цикла газового двигателя**

В соответствии с заданием на курсовое проектирование выполняется тепловой расчёт рабочего цикла четырёхтактного автомобильного газового двигателя на номинальном режиме работы, то есть на режиме максимальной мощности, которую развивает данный двигатель. Выбранный расчетный режим соответствует наиболее тяжелым условиям работы деталей двигателя в отношении показателей их прочности и долговечности.

При выполнении расчета следует обратить внимание на его точность, так как ошибка в подсчете одного показателя влечет за собой искажение всего расчета. Поэтому рекомендуется основные параметры теплового расчета регулярно сопоставлять с аналогичными параметрами современных автомобильных двигателей соответствующего назначения и типа. При существенных отличиях расчетных параметров от сопоставляемых необходимо уточнить расчет, а в необходимых случаях и изменить принятые для расчета величины и коэффициенты.

### **2.1 Рабочее тело и его свойства**

Рабочим телом называется вещество, при помощи которого осуществляется рабочий цикл двигателя. Для автомобильных газовых двигателей рабочее тело состоит из атмосферного воздуха, газообразного топлива и продуктов его сгорания. Наибольшее распространение в качестве моторного топлива получили сжиженные нефтяные газы (СНГ) и компримированный (сжатый) природный газ (КПГ), превосходящие по ряду основных физико-химических и моторных качеств традиционные виды топлива.

В широком обиходе под СНГ понимают пропан-бутановую смесь. СНГ получают преимущественно из попутного газа при добыче нефти или ее переработке на нефтеперерабатывающих заводах, а также из природного газа газоконденсатных месторождений, содержащих тяжелее углеводороды. Дополнительно эти газы также извлекают при синтезе бензина. Преимуществом СНГ перед другими видами газообразных топлив (природный газ, биогаз и т.д.) является то, что пропан-бутановая смесь при нормальной температуре и незначительном повышении давления переходит в жидкое состояние. Следует отметить и более низкую себестоимость производства этого вида топлива по сравнению с традиционными моторными топливами – бензинами.

При рассмотрении перспектив применения СНГ в качестве моторного топлива в России следует иметь ввиду, что эти газы являются химическим сырьем для производства целого ряда важных продуктов и незаменимым технологическим материалом в ряде производств. Необходимо также учитывать, что СНГ широко используется для бытовых нужд в местах, удаленных от газопроводов природного и попутного газа (отопление,

приготовление пищи). Таким образом, ресурсы СНГ, которые могут быть выделены для использования в качестве моторного топлива, ограничены.

Уникальные физико-химические свойства природного газа (ПГ), значительные естественные запасы, развитая сеть его доставки от месторождений во многие регионы страны по магистральным газопроводам и экологические преимущества в сравнении с традиционными видами топлив позволяют рассматривать ПГ как наиболее перспективное и универсальное моторное топливо России XXI века. ПГ является наиболее дешевым видом моторного топлива.

### 2.1.1 Физико-химические и моторные свойства природного газа

ПГ представляет собой газообразное топливо без цвета и запаха, удельный вес которого в два раза ниже воздуха. ПГ используется в качестве моторного топлива в сжатом газообразном и сжиженном состоянии. Основным компонентом данного моторного топлива является метан. Наиболее перспективной является криогенная технология хранения ПГ на борту автомобиля. ПГ добывают непосредственно из газовых скважин. Некоторое его количество получают в процессе переработки нефти, фракционирования газового конденсата или добычи нефтяного попутного газа. ПГ, применяемый в качестве моторного топлива, не требует существенной технологической переработки.

В настоящее время ПГ применяют преимущественно в сжатом (компримированном) состоянии. Основными оценочными параметрами качества КПГ являются: элементарный состав топлива, октановое и цетановое числа, теплота сгорания, воспламеняемость, содержание влаги степень очистки от загрязняющих его веществ. Опыт эксплуатации газобаллонных автомобилей показывает, что удовлетворительные показатели по мощности, топливной экономичности, токсичности и дымности отработавших газов могут быть обеспечены лишь при строгой регламентации компонентного состава газа, поставляемого в качестве топлива для автомобильного транспорта от различных месторождений страны.

Повышение эксплуатационных характеристик КПГ не требует применения антидетонационных присадок. Октановое число КПГ, благодаря наличию высокого содержания метана, достигает 105 ед. Метан относится к числу простых углеводородов. Его молекула содержит максимальное (около 24 %) водорода, приходящегося на один атом углерода. Поэтому КПГ обладает высокой теплотворной способностью, достаточно широкими пределами воспламеняемости и относительно низким содержанием токсических компонентов.

Высокое содержание водорода в КПГ обеспечивает более полное сгорание горючей смеси в цилиндрах двигателя по сравнению с СНГ и бензином. При утечке метан улетучивается и скапливается в верхних частях конструкции помещения. Метан имеет высокую детонационную стойкость и

допускает форсирование двигателя по степени сжатия равной 9,5 – 10,5.

Одна из наиболее важных проблем эффективного использования КПГ на автомобильном транспорте связана с эффективной его осушкой на АГНКС. Количество влаги в ПГ не должно превышать 9 мг/м<sup>3</sup>. Несоблюдение этого условия приводит к образованию льда (ледяных пробок) в газовом редукторе при дросселировании КПГ.

Содержание сероводорода в КПГ не должно превышать по массе 0,1 %. Относительная плотность газовой фазы по отношению к воздуху составляет 0,554. Температура кипения метана составляет 111 К. Коэффициент избытка воздуха, соответствующий верхнему пределу воспламеняемости, равен 0,60, а нижнему - 1,88. Коррозионная активность метана отсутствует.

Температура воспламенения метана составляет 913–953 К, а дизельного топлива – 513 К. Такая высокая температура воспламенения КПГ несколько затрудняет пуск двигателя, особенно при пониженной температуре окружающего воздуха.

КПГ представляет собой наиболее безопасный вид моторного топлива. Его нижний предел самовоспламенения значительно выше по сравнению с нефтяными моторными топливами. Пределы воспламенения метана в смеси с воздухом невелики, но ниже по сравнению с пределами горения горючей смеси, образуемой пропаном и бензином.

Объемные доли составляющих ПГ отечественных месторождений представлены в таблице 2.1. Выбранный состав топлива должен отвечать условию:

$$\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1 \text{ м}^3, \quad (2.1)$$

где  $C_n$ ,  $H_m$ ,  $O_r$  – объемные доли входящих газов;

$N_2$  - объемная доля азота.

Таблица 2.1 – Химический состав природного газа, используемого в качестве моторного топлива

Объемные доли компонентов природного газа, м <sup>3</sup>						
метан CH <sub>4</sub>	этан C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	пропан C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	бутан C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	тяжелые углеводороды C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	углекислый газ CO <sub>2</sub>	азот N <sub>2</sub>
0,82..0,95	0,02..0,08	до 0,015	до 0,01	до 0,01	до 0,018	0,01..0,09

При тепловом расчёте ДВС пользуются значением низшей теплоты сгорания топлива, под которой понимается количество теплоты, выделяемое при полном сгорании топлива без учета теплоты конденсации водяных паров. Низшая теплота сгорания газообразного топлива  $H_u$  в кДж/ м<sup>3</sup> определяется по формуле:



$$H_u = [35,7 \text{ CH}_4 + 63,3 \text{ C}_2\text{H}_6 + 90,9 \text{ C}_3\text{H}_8 + 119,7 \text{ C}_4\text{H}_{10} + 146,2 \text{ C}_5\text{H}_{12}] \cdot 10^3 \quad (2.2)$$

### 2.1.2 Горючая смесь

Для приготовления горючей смеси используется топливо и воздух. Для полного сгорания топлива необходимо определенное количество воздуха, которое называется теоретически необходимым  $L_o$ , и определяется для газового двигателя в ( $\text{м}^3$  воздуха /  $\text{м}^3$  топлива) по формуле:

$$L_o = \frac{1}{0,208} \sum \left[ \left( n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) \cdot C_n H_m O_r \right] \quad (2.3)$$

В зависимости от условий работы двигателя на каждую единицу топлива приходится количество воздуха, большее или меньшее теоретически необходимого. Отношение действительного количества воздуха, участвующего в сгорании  $1 \text{ м}^3$  топлива, к теоретически необходимому количеству воздуха называется коэффициентом избытка воздуха  $\alpha$ .

Значение коэффициента  $\alpha$  зависит от типа смесеобразования, условий воспламенения и сгорания топлива, а также от режима работы двигателя. Уменьшение коэффициента избытка воздуха двигателей до возможных пределов уменьшает размеры цилиндра и, следовательно, повышает литровую мощность, но одновременно с этим значительно возрастает теплонапряжённость двигателя, особенно деталей поршневой группы, увеличивается дымность отработавших газов.

Для газовых двигателей при номинальной мощности принимаются следующие значения коэффициента избытка воздуха:

- газовые двигатели  $\alpha = (1,15 \dots 1,25)$ ;
- газовые двигатели с наддувом  $\alpha = (1,4 \dots 1,7)$ ;

Стендовые испытания, расчетный анализ и наблюдения за подобными газовыми двигателями в опытной эксплуатации подтвердили, что тепловая напряженность такого двигателя не снижает его эксплуатационной надежности.

Действительное количество воздуха  $L$  в ( $\text{м}^3$  воздуха /  $\text{м}^3$  топлива) определяется по формуле:

$$L = \alpha L_o, \quad (2.4)$$

В газовых двигателях горючая смесь в цилиндре до начала сгорания состоит из воздуха и газообразного топлива, поэтому количество горючей смеси  $M_1$  в ( $\text{м}^3$  гор.см. /  $\text{м}^3$  топлива) определяется по формуле:

$$M_1 = \alpha L_o + 1 \quad (2.5)$$

### 2.1.3 Продукты сгорания

При полном сгорании газового топлива (при  $\alpha > 1,0$ ) продукты сгорания состоят из углекислого газа  $CO_2$ , водяного пара  $H_2O$ , избыточного кислорода  $O_2$  и азота  $N_2$ .

Количество отдельных составляющих продуктов сгорания в ( $m^3$  прод.сгор. /  $m^3$  топлива) определяются по следующим формулам:

$$M_{CO_2} = \sum n C_n H_m O_r, \quad (2.6)$$

$$M_{H_2O} = \sum \frac{m}{2} C_n H_m O_r, \quad (2.7)$$

$$M_{O_2} = 0,208 (\alpha - 1) L_o, \quad (2.8)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \alpha L_o. \quad (2.9)$$

Общее количество продуктов полного сгорания  $M_2$  в ( $m^3$  прод.сгор. /  $m^3$  топлива) определяется по формуле:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2}. \quad (2.10)$$

При сгорании газообразного топлива возможно как уменьшение, так и увеличение объема продуктов сгорания по сравнению с объемом смеси до сгорания. Изменение объема зависит от природы входящих в топливо углеводородов, их количества и соотношения углеводородов, водорода и окиси углерода.

Изменение количества рабочего тела при сгорании  $\Delta M$  в ( $m^3$  раб.тела /  $m^3$  топлива) определяется по формуле:

$$\Delta M = M_2 - M_1. \quad (2.11)$$

Относительное изменение количества при сгорании горючей смеси характеризуется химическим коэффициентом молекулярного изменения горючей смеси  $\mu_o$ , который определяется по формуле

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1}. \quad (2.12)$$

## 2.2 Процесс впуска

За период процесса впуска осуществляется наполнение цилиндра свежим зарядом.

### 2.2.1 Давление и температура окружающей среды

Принимаются значения атмосферного давления и температуры в нормальных (стандартных) условиях:  $p_0 = 0,1$  МПа и  $T_0 = 293$  К.

При работе двигателей с наддувом воздух поступает в цилиндр из компрессора (нагнетателя), где он предварительно сжимается. В соответствии с этим давление и температура окружающей среды при расчёте рабочего цикла двигателя с наддувом принимается равной давлению  $p_k$  и температуре  $T_k$  воздуха на выходе из компрессора.

В курсовом проекте величина  $p_k$  задана в таблице 1.1.

Температура воздуха за компрессором  $T_k$  в градусах Кельвина (К) определяются по формуле:

$$T_k = T_0 \left( \frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{n_k - 1}{n_k}}. \quad (2.13)$$

где  $n_k$  – показатель политропы сжатия в компрессоре (нагнетателе), принимается  $n_k = 1,4 \dots 2,0$ .

При работе двигателя без наддува в цилиндр поступает воздух из атмосферы. В этом случае при расчёте рабочего цикла двигателя давление и температура окружающей среды принимаются  $p_0 = 0,1$  МПа и  $T_0 = 293$  К. Для получения однообразных формул в дальнейшем имеется ввиду, что для двигателей без наддува справедливы условия:

$$p_k = p_0 \text{ и } T_k = T_0. \quad (2.14)$$

### 2.2.2 Давление и температура остаточных газов

В цилиндре двигателя перед началом процесса наполнения всегда содержится некоторое количество остаточных газов, находящихся в объёме  $V_c$  камеры сгорания. Величина давления остаточных газов устанавливается в зависимости от числа и расположения клапанов, сопротивлений впускного и выпускного трактов, фаз газораспределения, характера наддува, быстроходности двигателя, нагрузки, системы охлаждения и других факторов.

Для двигателей без наддува давление остаточных газов  $p_r$  в МПа принимают равным:

$$p_r = (1,05...1,25)p_o. \quad (2.15)$$

Для двигателей с газотурбинным наддувом давление остаточных газов  $p_r$  в МПа принимают равным

$$p_r = (0,75...0,98)p_k. \quad (2.16)$$

Значения температуры остаточных газов  $T_r$  принимаются из интервала 750...850 К.

При установлении величины  $T_r$  необходимо иметь в виду, что при увеличении степени сжатия и обогащении рабочей смеси температура остаточных газов снижается, а при увеличении частоты вращения – возрастает.

### 2.2.3 Степень подогрева заряда

В процессе наполнения температура свежего заряда несколько увеличивается на величину  $\Delta T$  благодаря подогреву от нагретых деталей двигателя. Величина  $\Delta T$  зависит от расположения и конструкции впускного трубопровода, системы охлаждения, скоростного режима, нагрузки, размеров цилиндра. С увеличением числа оборотов величина  $\Delta T$  при неизменном крутящем моменте двигателя уменьшается приблизительно линейно.

Повышение температуры улучшает процесс испарения топлива, но снижает плотность заряда, и таким образом, отрицательно влияет на наполнение двигателя.

Величина  $\Delta T$  принимается из интервала 0...20 К.

### 2.2.4 Давление в конце впуска

Величина давления в конце впуска  $p_a$  в МПа определяется по формуле:

$$p_a = p_k - \Delta p_a, \quad (2.17)$$

где  $\Delta p_a$  – потери давления во впускном трубопроводе, МПа.

Потери давления во впускном трубопроводе  $\Delta p$  в МПа определяются по формуле

$$\Delta p_a = 0,5 \left( \xi_{en} + \beta^2 \right) \rho_k \omega_{en}^2 \cdot 10^{-6}, \quad (2.18)$$

где  $\xi_{en}$  - коэффициент, учитывающий гидравлическое сопротивление

впускного тракта;

$\beta$  - коэффициент затухания скорости заряда в цилиндре;

$\omega_{\text{вн}}$  - средняя скорость движения заряда при максимальном открытии клапана, м/с;

$\rho_k$  - плотность заряда на впуске, кг/м<sup>3</sup>.

При средней скорости заряда  $\omega_{\text{вн}}$  от 50 до 130 м/с величину  $(\xi_{\text{вн}} + \beta^2)$  принимают в пределах от 2,5 до 4,0.

Плотность заряда на впуске  $\rho_k$  в кг/м<sup>3</sup> определяется по формуле:

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_g T_k}. \quad (2.19)$$

где  $R_g$  – удельная газовая постоянная воздуха, Дж/(кг · град);

$R_g = 287$  Дж/(кг · град) .

### 2.2.5 Коэффициент и количество остаточных газов

Величина коэффициента остаточных газов  $\gamma_r$  характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания. С увеличением  $\gamma_r$  уменьшается количество свежего заряда, поступающего в цилиндр двигателя в процессе впуска.

Коэффициент остаточных газов  $\gamma_r$  для четырёхтактных двигателей внутреннего сгорания определяется по формуле:

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}. \quad (2.20)$$

Количество остаточных газов  $M_r$  в (м<sup>3</sup> ост.газов / м<sup>3</sup> топлива) определяется по формуле:

$$M_r = \gamma_r M_l. \quad (2.21)$$

### 2.2.6 Температура в конце впуска

Температуру в конце впуска  $T_a$  в градусах Кельвина (К) определяется по формуле:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}. \quad (2.22)$$

### 2.2.7 Коэффициент наполнения

Наиболее важным параметром, характеризующим процесс впуска, является коэффициент наполнения. Он представляет собой отношение действительного количества свежего заряда, поступившего в цилиндр, к тому количеству, которое могло бы поместиться в рабочем объёме цилиндра при условии, что температура и давление в нём равны температуре и давлению среды, из которой поступает свежий заряд.

Для четырёхтактных двигателей без учёта продувки и дозарядки коэффициент наполнения  $\eta_v$  определяется по формуле:

$$\eta_v = \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_k} (\varepsilon p_a - p_r). \quad (2.23)$$

Рассчитанные параметры процесса впуска необходимо сравнить со значениями этих параметров у автомобильных газовых двигателей внутреннего сгорания, представленных в таблице 2.2.

Таблица 2.2 – Значения параметров процесса впуска

Тип двигателя	Параметры			
	$\Delta p_a$ , МПа	$\gamma_r$	$T_a$ , К	$\eta_v$
Газовый	0,01...0,02	0,04...0,10	340...400	0,70...0,95

### 2.3 Процесс сжатия

При выполнении расчета газового двигателя условно принимается, что процесс сжатия в действительном цикле происходит по политропе с постоянным показателем  $n_l$ . Расчет параметров процесса сжатия сводится к определению показателя политропы сжатия  $n_l$ , давления  $p_c$  и температуры  $T_c$  в конце сжатия, а также теплоёмкости рабочего тела в конце сжатия  $(mc'_v)_{t_o}^{t_c}$ .

#### 2.3.1 Показатель политропы сжатия

Величина  $n_l$  устанавливается по опытным данным в зависимости от частоты вращения, степени сжатия, материала поршня и цилиндра, теплообмена и других факторов.

Учитывая, что теплообмен между рабочим телом и стенками цилиндра за процесс сжатия незначителен, то величину для газовых двигателей  $n_l$  можно оценить по среднему показателю адиабаты сжатия  $k_l$  по формуле:

$$n_1 = k_1 - (0,00...0,02); \quad (2.24)$$

Значение  $k_1$  определяется в зависимости от температуры  $T_a$  и степени сжатия  $\varepsilon$  по аппроксимирующей формуле

$$k_1 = 1,4359 - 0,132 \cdot 10^{-3} T_a - 0,1643 \cdot 10^{-2} \varepsilon. \quad (2.25)$$

### 2.3.2 Давление и температура конца процесса сжатия

Давление  $p_c$  в МПа и температура  $T_c$  в градусах Кельвина (К) в конце процесса сжатия определяются из уравнения политропы с постоянным показателем  $n_1$  по формулам:

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1}, \quad (2.26)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (2.27)$$

### 2.3.3 Средняя молярная теплоёмкость рабочей смеси в конце сжатия

Рабочая смесь состоит из свежей смеси и остаточных газов.

Температура конца процесса сжатия  $t_c$  в градусах Цельсия ( $^{\circ}\text{C}$ ) -  $t_c = T_c - 273$ .

Средняя молярная теплоёмкость свежей смеси в конце сжатия принимается равной теплоёмкости воздуха  $(mc_v)_{t_0}^{t_c}$  в кДж/(кмоль · град), и определяется по формуле:

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} t_c. \quad (2.28)$$

Средняя молярная теплоёмкость остаточных газов в конце сжатия  $(mc_v^{\prime\prime})_{t_0}^{t_c}$  в кДж/(кмоль · град) определяется по формуле:

$$(mc_v^{\prime\prime})_{t_0}^{t_c} = 19,191635 + 0,003556 t_c + 3,225 \alpha; \quad (2.29)$$

Средняя молярная теплоёмкость рабочей смеси  $(mc_v^{\prime})_{t_0}^{t_c}$  в кДж/(кмоль · град) определяется по формуле:

$$\left(m c_v'\right)_{t_o}^{t_c} = \frac{1}{1 + \gamma_r} \left[ \left(m c_v\right)_{t_o}^{t_c} + \gamma_r \left(m c_v''\right)_{t_o}^{t_c} \right]. \quad (2.30)$$

Рассчитанные параметры процесса сжатия сравниваются со значениями этих параметров у современных автомобильных двигателей внутреннего сгорания, представленных в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Значения параметров процесса сжатия

Тип двигателя	Параметры		
	$n_1$	$p_c$ , МПа	$T_c$ , К
Газовый	1,36...1,39	1,2...4,0	650...900

## 2.4 Процесс сгорания

Процесс сгорания – основной процесс рабочего цикла двигателя, в течение которого теплота, выделяющаяся вследствие сгорания топлива, идёт на повышение внутренней энергии рабочего тела и на совершение механической работы.

Целью расчёта процесса сгорания является определение температуры и давления в конце видимого сгорания.

### 2.4.1 Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

Изменение объёма при сгорании рабочей смеси учитывает коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси, который определяется по формуле

$$\mu = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r}. \quad (2.31)$$

### 2.4.2 Температура конца видимого сгорания

Температура газа  $T_z$  в конце видимого сгорания определяется с использованием решения уравнение сгорания, которое имеет вид:

$$\frac{22,4 \xi_z H_u}{M_1(1 + \gamma_r)} + \left(m c_v'\right)_{t_o}^{t_c} t_c = \mu \left(m c_v''\right)_{t_o}^{t_z} t_z; \quad (2.32)$$



где  $\xi_z$  - коэффициент использования низшей теплоты сгорания на участке видимого сгорания, который принимается из интервала 0,8...0,85;

$t_z$  – температура в конце видимого сгорания, °С;

$(mc_v'')_{t_0}^{t_z}$  - средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания при постоянном объёме, кДж/(кмоль·град), которая определяется по формуле:

$$\begin{aligned} (mc_v'')_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} & \left[ M_{CO_2} (mc_{vCO_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{H_2O} (mc_{vH_2O}'')_{t_0}^{t_z} + \right. \\ & \left. + M_{O_2} (mc_{vO_2}'')_{t_0}^{t_z} + M_{N_2} (mc_{vN_2}'')_{t_0}^{t_z} \right], \end{aligned} \quad (2.33)$$

где  $(mc_{vCO_2}'')_{t_0}^{t_z}$ ,  $(mc_{vH_2O}'')_{t_0}^{t_z}$ ,  $(mc_{vO_2}'')_{t_0}^{t_z}$ ,  $(mc_{vN_2}'')_{t_0}^{t_z}$  – средние мольные теплоёмкости продуктов сгорания при изменении температуры в диапазоне 1501...2800 °С, которые могут быть выражены в зависимости от температуры  $t_z$  следующими формулами:

$$(mc_{vCO_2}'')_{t_0}^{t_z} = 39,123 + 0,003349 t_z, \quad (2.34)$$

$$(mc_{vH_2O}'')_{t_0}^{t_z} = 26,670 + 0,004438 t_z, \quad (2.35)$$

$$(mc_{vO_2}'')_{t_0}^{t_z} = 23,723 + 0,001550 t_z, \quad (2.36)$$

$$(mc_{vN_2}'')_{t_0}^{t_z} = 21,951 + 0,001457 t_z. \quad (2.37)$$

После подстановки всех величин в уравнение сгорания получается квадратное уравнение вида

$$At_z^2 + Bt_z + C = 0, \quad (2.38)$$

где  $A$ ,  $B$ ,  $C$  – числовые значения известных величин

Из формулы (2.38) выражается температура  $t_z$  в градусах Цельсия (°С)

$$t_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}. \quad (2.39)$$

Температура  $T_z$  в градусах Кельвина (К) определяется по выражению:

$$T_z = t_z + 273. \quad (2.40)$$

#### 2.4.3 Степень повышения давления цикла

Степень повышения давления цикла  $\lambda$  определяется по формуле:

$$\lambda = \frac{\mu T_z}{T_c}. \quad (2.41)$$

#### 2.4.4 Степень предварительного расширения

Степень предварительного расширения для газовых двигателей  $\rho = 1$ .

#### 2.4.5 Максимальное давление сгорания

Величина максимального давления  $p_z$  в МПа в конце сгорания определяется по формуле:

$$p_z = \lambda p_c. \quad (2.42)$$

Рассчитанные параметры процесса сгорания сравниваются со значениями этих параметров у автомобильных газовых двигателей внутреннего сгорания, представленных в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Значения параметров процесса сгорания

Тип двигателя	Параметры			
	$\lambda$	$\rho$	$p_z$ , МПа	$T_z$ , К
Газовый	2,0...3,0	1,0	3,0...10,0	2200...2500

## 2.5 Процесс расширения

В результате осуществления процесса расширения происходит преобразование тепловой энергии топлива в механическую работу.

В реальных двигателях расширение протекает по сложному закону, зависящему от теплообмена между газами и окружающими стенками, утечки газов через неплотности, уменьшения теплоёмкости продуктов сгорания вследствие понижения температуры при расширении, уменьшения количества газов в связи с началом выпуска.

### 2.5.1 Показатель политропы расширения

Так же как и при рассмотрении процесса сжатия для упрощения расчётов кривую процесса расширения принимают за политропу с постоянным показателем  $n_2$ .

С возрастанием коэффициента использования теплоты, интенсивности охлаждения, отношения хода поршня к диаметру цилиндра средний показатель политропы расширения увеличивается и, наоборот, уменьшается с ростом нагрузки и линейных размеров цилиндра. Средний показатель политропы расширения  $n_2$  незначительно отличается от показателя адиабаты  $k_2$  и может быть определён для газового двигателя по следующим формулам:

$$n_2 = k_2, \quad (2.43)$$

$$k_2 = 1,33 + 0,00076 \varepsilon - 0,000014 T_z - 0,0462 \alpha, \quad (2.44)$$

### 2.5.2 Давление и температура конца процесса расширения

Значения давления  $p_b$  в МПа и температуры  $T_b$  в градусах Кельвина (К) в конце процесса расширения определяется по формулам:

$$p_b = \frac{p_z}{\varepsilon^{n_2}}, \quad (2.45)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2 - 1}}, \quad (2.46)$$

Рассчитанные параметры процесса расширения сравниваются со значениями этих параметров у автомобильных газовых двигателей внутреннего сгорания, представленных в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Значения параметров процесса расширения

Тип двигателя	Параметры		
	$n_2$	$p_b$ , МПа	$T_b$ , К
Газовый	1,20...1,30	0,30...0,50	1300...1800

## 2.6 Проверка точности выбора температуры остаточных газов

Расчетная температура остаточных газов  $T_r^{расч}$  в градусах Кельвина (К) определяется по формуле:

$$T_r^{расч} = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}}. \quad (2.47)$$

Ошибка между принятой величиной  $T_r$  в пункте (2.2.2) и рассчитанной  $T_r^{расч}$  по формуле (2.48) в процентах определяется по формуле

$$\Delta T_r = \left| \frac{T_r^{расч} - T_r}{T_r^{расч}} \right| \cdot 100\%. \quad (2.48)$$

Если  $\Delta T_r > 10 \%$ , то параметры теплового расчёта необходимо пересчитать с пункта 2.2.2, приняв за новое значение  $T_r$  рассчитанное значение  $T_r^{расч}$ .

Если  $\Delta T_r \leq 10 \%$ , то расчет продолжается с учетом прежнего значения  $T_r$ .

## 2.7 Индикаторные показатели рабочего цикла

### 2.7.1 Среднее индикаторное давление

Среднее теоретическое индикаторное давление – это условное среднее давление, действующее на поршень и равное теоретической работе газов за цикл, отнесённой к рабочему объёму цилиндра.

Среднее теоретическое индикаторное давление  $p_i'$  в МПа определяется по формуле:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[ \frac{\lambda}{n_2 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left( 1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (2.49)$$

Среднее индикаторное давление действительного цикла  $p_i$  в МПа отличается от теоретического на величину уменьшения работы газов действительного цикла против работы газов теоретического цикла (пропорционально уменьшению расчётной индикаторной диаграммы за счёт ее округления) и определяется по формуле

$$p_i = p_i' \varphi_u, \quad (2.50)$$

где  $\varphi_u$  – коэффициент полноты индикаторной диаграммы.

Значения коэффициента  $\varphi_u$  принимаются из интервала значений 0,94...0,97.

### 2.7.2 Индикаторный КПД

Индикаторный КПД характеризует степень использования теплоты топлива для получения полезной работы в действительном цикле, то есть индикаторный КПД учитывает все тепловые потери действительного цикла.

Для газовых двигателей значения  $H_u$  относят к 1 м<sup>3</sup> топлива при стандартных условиях, поэтому и  $M_1$  необходимо отнести к 1 м<sup>3</sup> топлива, тогда индикаторный КПД  $\eta_i$  определяется по формуле:

$$\eta_i = \frac{R_u p_i M_1 T_k}{22,4 H_u p_k \eta_v}, \quad (2.51)$$

где  $R_u = 8,3144$  кДж/(кмоль · К) - универсальная газовая постоянная.

### 2.7.3 Индикаторный удельный расход топлива

Для газовых двигателей индикаторный удельный расход топлива  $V_i$  в м<sup>3</sup>/(кВт·ч) определяется по формуле:

$$v_i = \frac{3600 \cdot 22,4 p_k \eta_v}{R_u p_i M_1 T_k} \quad (2.52)$$

Теплота сгорания различных газообразных топлив сильно отличается, что не позволяет сравнивать по  $v_i$  экономичность рабочих циклов двигателей при их работе на разных топливах. Более удобным и универсальным является метод сравнения их экономичности по удельному расходу теплоты  $q_i$  в кДж/(кВт·ч), который можно определить по формуле:

$$q_i = v_i \cdot H_u \quad (2.53)$$

Рассчитанные индикаторные показатели двигателя сравниваются со значениями этих показателей современных двигателей внутреннего сгорания, представленных в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Значения индикаторных показателей двигателей

Тип двигателя	Показатели		
	$p_i$ , МПа	$\eta_i$	$q_i$ , кДж/(кВт·ч)
Газовый	0,6...1,4	0,3...0,45	8000...14000

## 2.8 Эффективные показатели двигателя

Эффективные показатели характеризуют работу двигателя и отличаются от индикаторных показателей на величину механических потерь.

### 2.8.1 Давление механических потерь

К механическим потерям относятся все потери на преодоление различных сопротивлений, таких как трение, привод вспомогательных механизмов, газообмен, привод компрессора. Давление механических потерь – это условное давление, равное отношению работы механических потерь к рабочему объёму цилиндра двигателя. Величину давления механических потерь  $p_m$  в МПа оценивают по средней скорости поршня по формуле:

$$p_m = a_m + b_m v_{n.c.p.}, \quad (2.54)$$

где  $a_m$  и  $b_m$  – экспериментальные коэффициенты, величины которых приведены в таблице 2.6;

$v_{n.cр}$  – средняя скорость поршня, м/с,  $v_{n.cр} = 7...11$ .

Таблица 2.6 – Значения коэффициентов  $a_m$  и  $b_m$

Тип двигателя	$a_m$	$b_m$
Газовый с $i \geq 8$ и $S/D \leq 1,0$	0,039	0,0132
Газовый с $i \leq 6$ и $S/D \leq 1,0$	0,034	0,0113
Газовый с $i \leq 6$ и $S/D > 1,0$	0,049	0,0152

### 2.8.2 Среднее эффективное давление

Среднее эффективное давление  $p_e$  в МПа определяется по формуле

$$p_e = p_i - p_m. \quad (2.55)$$

### 2.8.3 Механический КПД

Механический КПД  $\eta_m$  определяется по формуле

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i}. \quad (2.56)$$

### 2.8.4 Эффективный КПД

Отношение количества теплоты, эквивалентной полезной работе на валу двигателя, к общему количеству теплоты, внесённой в двигатель с топливом, называется эффективным КПД  $\eta_e$ , который определяется по формуле

$$\eta_e = \eta_i \eta_m. \quad (2.57)$$

### 2.8.5 Эффективный удельный расход топлива

Эффективный удельный расход топлива  $v_e$  в м<sup>3</sup>/(кВт·ч) определяется по формуле:

$$v_e = \frac{3600}{H_u \eta_e}. \quad (2.58)$$

Так как теплота сгорания газового топлива колеблется в широких пределах, для газовых двигателей используется показатель – удельный эффективный расход теплоты  $q_e$  в кДж/(кВт·ч), который можно определить по формуле:

$$q_e = v_e \cdot H_u. \quad (2.59)$$

Рассчитанные эффективные показатели двигателя сравниваются со значениями этих показателей современных двигателей внутреннего сгорания, которые представлены в таблице 2.7.

Таблица 2.7 – Значения эффективных показателей двигателей

Тип двигателя	Показатели			
	$p_e$ , МПа	$\eta_e$	$\eta_m$	$q_e$ , кДж/(кВт·ч)
Газовый	0,4...1,0	0,22...0,38	0,70...0,80	10000...17000

## 2.9 Основные параметры и показатели двигателя

Рабочий объём цилиндра  $V_h$  в  $\text{дм}^3$  определяется по формуле:

$$V_h = \frac{30 \tau N_e}{p_e n i}, \quad (2.60)$$

где  $\tau$  – коэффициент тактности рабочего процесса двигателя, для четырёхтактного процесса ( $\tau = 4$ );

Отношение хода поршня  $S$  к диаметру цилиндра  $D$  (показатель  $S/D$ ) принимается из предела (0,86...1,07).

Диаметр цилиндра  $D$  в мм определяется по формуле:

$$D = 100 \sqrt[3]{\frac{4 V_h}{\pi (S/D)}}. \quad (2.61)$$

Ход поршня двигателя  $S$  в мм определяется по формуле



$$S = D (S/D). \quad (2.62)$$

Полученные значения  $S$  и  $D$  округляются в большую сторону до целых чисел чётных или кратных пяти.

Расчетная средняя скорость поршня  $v_{n.cp}^{расч}$  в м/с определяется по формуле:

$$v_{n.cp}^{расч} = \frac{S n}{30000}. \quad (2.63)$$

Ошибка между принятой величиной  $v_{n.cp}$  в пункте (2.8.1) и рассчитанной  $v_{n.cp}^{расч}$  по формуле (2.63) в процентах определяется по формуле:

$$\Delta v_{n.cp} = \left| \frac{v_{n.cp}^{расч} - v_{n.cp}}{v_{n.cp}^{расч}} \right| \cdot 100\%. \quad (2.64)$$

Если  $\Delta v_{n.cp} > 5 \%$ , то необходимо пересчитать с пункта 2.8.1, приняв за новое значение  $v_{n.cp}$  рассчитанное значение  $v_{n.cp}^{расч}$ . Если  $\Delta v_{n.cp} \leq 5 \%$ , то расчет продолжается с учетом прежнего значения  $v_{n.cp}$ .

По принятым значениям  $D$  и  $S$  определяют окончательные основные параметры и показатели двигателя.

Рабочий объём одного цилиндра  $V_h$  в  $\text{дм}^3$  определяется по формуле:

$$V_h = \frac{\pi D^2 S}{4 \cdot 10^6}. \quad (2.65)$$

Литраж двигателя  $V_l$  в  $\text{дм}^3$  определяется по формуле:

$$V_l = V_h i. \quad (2.66)$$

Объём камеры сгорания  $V_c$  в  $\text{дм}^3$  определяется по формуле:

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}. \quad (2.67)$$

Полный объём цилиндра  $V_a$  в  $\text{дм}^3$  определяется по формуле:

$$V_a = V_h + V_c. \quad (2.68)$$

Мощность двигателя  $N_e$  в кВт определяется по формуле:

$$N_e = \frac{p_e V_h i n}{30 \tau}. \quad (2.69)$$

Поршневая мощность двигателя  $N_n$  в кВт/дм<sup>2</sup> определяется по формуле:

$$N_n = \frac{N_e \cdot 4 \cdot 10^4}{i \pi D^2}. \quad (2.70)$$

Эффективный крутящий момент  $M_e$  в Н·м определяется по формуле:

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{N_e}{n}. \quad (2.71)$$

Часовой расход газообразного топлива  $V_T$  в м<sup>3</sup>/ч определяется по формуле:

$$V_T = v_e N_e. \quad (2.72)$$

## 2.10 Тепловой баланс

Для анализа характера теплоиспользования и путей его улучшения при расчете двигателя определяются составляющие теплового баланса.

### 2.10.1 Уравнение теплового баланса

Уравнение теплового баланса имеет вид:

$$Q_o = Q_e + Q_{охл} + Q_r + Q_{н.с} + Q_{ост}, \quad (2.73)$$

где  $Q_o$  – общее количество теплоты, введённое в цилиндр, Дж/с;  
 $Q_e$  – теплота, эквивалентная эффективной работе двигателя, Дж/с;  
 $Q_{охл}$  – теплота, отданная охлаждающей среде, Дж/с;  
 $Q_r$  – теплота, уносимая из двигателя с отработавшими газами, Дж/с;  
 $Q_{н.с}$  – теплота, потерянная при неполном сгорании топлива, Дж/с;  
 $Q_{ост}$  – неучтённые потери теплоты, Дж/с.

### 2.10.2 Общее количество теплоты

Общее количество теплоты  $Q_o$  в Дж/с определяется по формуле:

$$Q_o = \frac{H_u V_T}{3,6}. \quad (2.74)$$

### 2.10.3 Теплота, эквивалентная эффективной работе

Теплота  $Q_e$ , эквивалентная эффективной работе, в Дж/с определяется по формуле:

$$Q_e = 1000 N_e. \quad (2.75)$$

### 2.10.4 Теплота, отданная охлаждающей среде

Теплота  $Q_{охл}$ , отданная охлаждающей среде при жидкостном охлаждении в Дж/с определяется по формуле:

$$Q_{охл} = \frac{c i (0,1 D)^{(1+2m)} n^m}{\alpha}, \quad (2.76)$$

где  $c$  – коэффициент пропорциональности,  $c = 0,45 \dots 0,53$ ;

$m$  – показатель степени,  $m = 0,6 \dots 0,7$ ;

$D$  – диаметр цилиндра, мм.

### 2.10.5 Теплота, унесённая из двигателя с отработавшими газами

Теплота  $Q_r$ , унесённая из двигателя с отработавшими газами, в Дж/с определяется по формуле:

$$Q_r = \frac{V_T}{22,4 \cdot 3,6} \left[ M_2 \left\{ \left( m c_v \right)_{t_0}^{t_r} + 8,315 \right\} t_r - M_1 \left\{ \left( m c_v \right)_{t_0}^{t_0} + 8,315 \right\} t_o \right], \quad (2.77)$$

где  $t_r$  – температура остаточных газов, °C;  $t_r = T_r - 273$ .

$(mc_v)_{t_o}^{t_r}$  – теплоёмкость остаточных газов в кДж/(кмоль · град), которую можно определить по формуле (2.29) при подстановке в данную формулу значения температуры остаточных газов  $t_r$ ;

$(mc_v)_{t_o}^{t_0}$  – теплоёмкость свежего заряда в кДж/(кмоль · град), которую можно определить по формуле (2.28) при подстановке в данную формулу значения температуры  $t_o = 20$  °С.

### 2.10.6 Неучтённые потери теплоты

Неучтённые потери теплоты  $Q_{ост}$  в Дж/с определяются по формуле:

$$Q_{ост} = Q_o - (Q_e + Q_{охл} + Q_r). \quad (2.78)$$

Если значение  $Q_{ост} < 0$ , то необходимо пересчитать величину  $Q_{охл}$ , уменьшив значения коэффициента  $c$  и (или) показателя  $m$ .

### 2.10.7 Относительные значения составляющих теплового баланса

Тепловой баланс определяется также в процентах от всего количества введённой теплоты по следующим формулам:

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_o} \cdot 100\%, \quad (2.79)$$

$$q_{охл} = \frac{Q_{охл}}{Q_o} \cdot 100\%, \quad (2.80)$$

$$q_r = \frac{Q_r}{Q_o} \cdot 100\%, \quad (2.81)$$

$$q_{ост} = \frac{Q_{ост}}{Q_o} \cdot 100\%. \quad (2.82)$$

Очевидно, что должно выполняться условие

$$q_e + q_{охл} + q_r + q_{ост} = 100\%. \quad (2.83)$$

Рассчитанные значения составляющих теплового баланса сравниваются со значениями у современных автомобильных двигателей внутреннего сгорания, представленных в таблице 2.8.

Таблица 2.8 – Значения составляющих теплового баланса в процентах

Тип двигателя	Составляющие теплового баланса в процентах			
	$q_e$	$q_{охл}$	$q_r$	$q_{ост}$
Газовый	25...42	15...32	30...45	3...10

Если значение  $q_{ост}$  не входят в указанные диапазоны, то необходимо пересчитать величину  $Q_{охл}$  ( $q_{охл}$ ), изменив значения коэффициента  $c$  и (или) показателя  $m$ .

Пример теплового расчета представлен в приложении А.

## Список использованных источников

1 **Генкин, К.И.** Газовые двигатели [Текст] / К.И. Генкин. – М.: Машиностроение, 1977. – 196 с.

2 Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов [Текст] / В.Н. Луканин [и др.]; под ред. В.Н. Луканина. – М.: Высшая школа, 1995. – 368 с.

3 **Колчин, А.И.** Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – М.: Высшая школа, 2002. – 496 с.

4 Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / Д.Н. Вырубов [и др.]; под ред. А.С. Орлина. – М.: Машиностроение, 1983.– 372 с.

5 **Калимуллин, Р.Ф.** Расчет автомобильных двигателей: методические указания к курсовому проектированию, часть 1 – тепловой и динамический расчеты двигателя [Текст] / Р.Ф. Калимуллин, С.В. Горбачев, С.В. Баловнев, В.Ю. Филиппов. – Оренбург: ГОУ ОГУ, 2004. – 92 с.

6 **Ерохов Виктор.** Физико-химические и моторные свойства газового топлива [Текст] // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. – 2003. - № 5. – С. 64-69.

7 **Лучев Павел.** Расчетное определение параметров газового двигателя [Текст] // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. – 2002. - № 5. – С. 14-15.

8 **Гайворонский Александр.** Перспективы совершенствования рабочих процессов газовых двигателей [Текст] // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. – 2004. - № 5. – С. 56-58.

## Приложение А (справочное)

### Пример теплового расчета автомобильного газового двигателя

#### А.1 Задание на тепловой расчет

Тип двигателя – газовый;

Давление за компрессором  $p_0 = 0,1$  МПа;

Номинальная мощность  $N_e = 235$  кВт;

Номинальная частота вращения  $n = 1800$  мин<sup>-1</sup>;

Число цилиндров  $i = 8$ ;

Степень сжатия  $\varepsilon = 10$ ;

Охлаждение – жидкостное;

#### А.2 Тепловой расчёт рабочего цикла

##### А.2.1 Рабочее тело и его свойства

###### А.2.1.1 Топливо

Топливом для рассчитываемого двигателя служит компримированный (сжатый) природный газ. Элементный состав топлива представлен в таблице А.2.1.

Таблица А.2.1 – Химический состав природного газа

Объемные доли компонентов природного газа, м <sup>3</sup>						
метан СН <sub>4</sub>	этан С <sub>2</sub> Н <sub>6</sub>	пропан С <sub>3</sub> Н <sub>8</sub>	бутан С <sub>4</sub> Н <sub>10</sub>	тяжелые углеводороды С <sub>5</sub> Н <sub>12</sub>	углекислый газ СО <sub>2</sub>	азот N <sub>2</sub>
0,91	0,024	0,01	0,003	0,004	0,01	0,039

Проверка условия  $\sum C_n H_m O_r + N_2 = 1$  м<sup>3</sup>:

$$0,91 + 0,024 + 0,01 + 0,003 + 0,004 + 0,01 + 0,039 = 1 \text{ м}^3.$$

Низшая теплота сгорания  $H_u$  в кДж/м<sup>3</sup> составит

$$H_u = \left[ 35,7 \cdot 0,91 + 63,3 \cdot 0,024 + 90,9 \cdot 0,01 + \right. \\ \left. + 119,7 \cdot 0,003 + 146,2 \cdot 0,004 \right] \cdot 10^3 = 35859.$$

### А.2.1.2 Горючая смесь

Теоретически необходимое количество воздуха  $L_0$  в м<sup>3</sup> возд./м<sup>3</sup> топлива:

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \left( \left(1 + \frac{4}{4}\right) \cdot 0,91 + \left(2 + \frac{6}{4}\right) \cdot 0,024 + \left(3 + \frac{8}{4}\right) \cdot 0,01 + \right. \\ \left. + \left(4 + \frac{10}{4}\right) \cdot 0,003 + \left(5 + \frac{12}{4}\right) \cdot 0,004 + \left(1 - \frac{2}{2}\right) \cdot 0,01 \right) = 9,642.$$

Коэффициент избытка воздуха принимаем  $\alpha=1,2$ .

Действительное количество воздуха  $L$  в м<sup>3</sup> воздуха / м<sup>3</sup> топлива

$$L = 1,2 \cdot 9,642 = 11,57.$$

Количество горючей смеси  $M_1$  в м<sup>3</sup> гор.см. / м<sup>3</sup> топлива

$$M_1 = 1,2 \cdot 9,64 + 1 = 12,57.$$

### А.2.1.3 Продукты сгорания

Продукты сгорания состоят из углекислого газа  $CO_2$ , водяного пара  $H_2O$ , избыточного кислорода  $O_2$  и азота  $N_2$ .

Количество отдельных составляющих продуктов сгорания в кмоль м<sup>3</sup> прод.сгор. / м<sup>3</sup> топлива:

$$M_{CO_2} = (1 \cdot 0,91 + 2 \cdot 0,024 + 3 \cdot 0,01 + 4 \cdot 0,003 + 5 \cdot 0,004 + 1 \cdot 0,01) = 1,030;$$

$$M_{H_2O} = \left( \frac{4}{2} \cdot 0,91 + \frac{6}{2} \cdot 0,024 + \frac{8}{2} \cdot 0,01 + \frac{10}{2} \cdot 0,003 + \frac{12}{2} \cdot 0,004 \right) = 1,971;$$

$$M_{O_2} = 0,208 \cdot (1,2 - 1) \cdot 9,642 = 0,401;$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot 1,2 \cdot 9,642 = 9,164.$$

Общее количество продуктов сгорания жидкого топлива  $M_2$  в м<sup>3</sup> прод.сгор. / м<sup>3</sup> топлива

$$M_2 = 1,030 + 1,971 + 0,401 + 9,164 = 12,566.$$

Изменение количества молей рабочего тела при сгорании  $\Delta M$  в м<sup>3</sup> раб.тела / м<sup>3</sup> топлива

$$\Delta M = 12,566 - 12,570 = -0,004.$$

Химический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\mu_o = \frac{12,566}{12,57} = 0,9996.$$

## А.2.2 Процесс впуска

### А.2.2.1 Давление и температура окружающей среды

Атмосферные условия:  $p_0=0,1$  МПа;  $T_0 = 293$  К.

### А.2.2.2 Давление и температура остаточных газов

Давление остаточных газов  $p_r$  в МПа принимаем  $p_r = 1,2 \cdot 0,1 = 0,12$ .

Температура  $T_r$  остаточных газов принимаем  $T_r = 960$  К.



### А.2.2.3 Степень подогрева заряда

$$\Delta T = 10 \text{ К.}$$

### А.2.2.4 Давление в конце впуска

Принимаем  $(\xi_{en} + \beta^2) = 3$ ; средняя скорость движения заряда при максимальном открытии клапана  $\omega_{en} = 90 \text{ м/с}$ .

Плотность заряда на впуске  $\rho_k$  в  $\text{кг/м}^3$

$$\rho_k = \frac{0,1 \cdot 10^6}{287 \cdot 293} = 1,189.$$

Потери давления во впускном трубопроводе  $\Delta p$  в МПа

$$\Delta p_a = 3 \cdot 1,189 \cdot \left( \frac{90^2}{2} \right) \cdot 10^{-6} = 0,0144.$$

Давление в конце впуска  $p_a$  в МПа

$$p_a = 0,1 - 0,0144 = 0,0856.$$

### А.2.2.5 Коэффициент и количество остаточных газов

Коэффициент остаточных газов  $\gamma_r$

$$\gamma_r = \frac{293 + 10}{960} \cdot \frac{0,12}{10 \cdot 0,0856 - 0,12} = 0,0515.$$

Количество остаточных газов  $M_r$  в  $\text{м}^3$  ост.газов /  $\text{м}^3$  топлива

$$M_r = 0,0515 \cdot 12,57 = 0,647.$$

### А.2.2.6 Температура в конце впуска

Температура в конце впуска  $T_a$  в градусах Кельвина (К)

$$T_a = \frac{293 + 10 + 0,0515 \cdot 960}{1 + 0,0515} = 335.$$

### А.2.2.7 Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{293}{293 + 10} \cdot \frac{1}{10 - 1} \cdot \frac{1}{0,1} (10 \cdot 0,056 - 0,12) = 0,79.$$

Рассчитанные параметры процесса впуска приведены в таблице А.2.2 в сравнении со значениями этих параметров у современных автомобильных двигателей.

Таблица А.2.2 – Значения параметров процесса впуска

Тип двигателя	Параметры			
	$\Delta p_a$ , МПа	$\gamma_r$	$T_a$ , К	$\eta_v$
Газовый	0,01...0,02	0,04...0,10	340...400	0,70...0,95
Рассчитываемый двигатель	0,0144	0,0515	335	0,79

### А.2.3 Процесс сжатия

#### А.2.3.1 Показатель политропы сжатия

Средний показатель адиабаты сжатия  $k_1$

$$k_1 = 1,4359 - 0,132 \cdot 10^{-3} \cdot 335 - 0,1643 \cdot 10^{-2} \cdot 10 = 1,375.$$

Показатель политропы сжатия  $n_1 = 1,375 - 0,001 = 1,374$ .

#### А.2.3.2 Давление и температура конца процесса сжатия

Давление  $p_c$  в МПа и температура  $T_c$  в градусах Кельвина (К) в конце процесса сжатия

$$p_c = 0,0856 \cdot 10^{1,374} = 2,024;$$

$$T_c = 335 \cdot 10^{1,374-1} = 793.$$

#### А.2.3.3 Средняя молярная теплоёмкость рабочей смеси в конце сжатия

Температура конца процесса сжатия  $t_c$  в градусах Цельсия ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $t_c = 793 - 273 = 520$ .

Средняя молярная теплоёмкость свежей смеси в конце сжатия  $(mc_v)_{t_o}^{t_c}$  в кДж/(кмоль·град)

$$(mc_v)_{t_o}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 520 = 21,972.$$

Средняя молярная теплоёмкость остаточных газов в конце сжатия  $(mc_v'')_{t_o}^{t_c}$  в кДж/(кмоль·град)

$$(mc_v'')_{t_o}^{t_c} = 19,191635 + 0,003556 \cdot 520 + 3,225 \cdot 1,2 = 24,911.$$

Средняя молярная теплоёмкость рабочей смеси  $(mc_v')_{t_o}^{t_c}$  в кДж/(кмоль·град)

$$(mc_v')_{t_o}^{t_c} = \frac{1}{1 + 0,0515} [21,972 + 0,0515 \cdot 24,911] = 22,116.$$

Таблица А.2.3 – Значения параметров процесса сжатия

Тип двигателя	Параметры		
	$n_1$	$p_c$ , МПа	$T_c$ , К
Газовый	1,36...1,39	1,2...4,0	650...900
Рассчитываемый двигатель	1,374	2,024	793

## А.2.4 Процесс сгорания

### А.2.4.1 Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = \frac{0,9996 + 0,0515}{1 + 0,0515} = 0,9997.$$

### А.2.4.2 Температура конца видимого сгорания

Принимаем следующие параметры: коэффициент использования низшей теплоты сгорания на участке видимого сгорания  $\xi_z = 0,82$ ;

средняя мольная теплоёмкость продуктов сгорания при постоянном объёме  $(mc_v)_{t_0}^z$  в кДж/(кмоль·град)

$$(mc_v)_{t_0}^z = \frac{1}{12,566} [1,030 \cdot (39,123 + 0,003343 t_z) + 1,971 \cdot (26,67 + 0,004438 t_z) + 0,401 \cdot (23,723 + 0,001457 t_z) + 9,164 \cdot (21,951 + 0,001457 t_z)] = 24,155 + 0,00208 t_z.$$

Уравнение сгорания

$$\frac{22,4 \cdot 0,82 \cdot 35859}{12,57(1 + 0,0515)} + 22,116 \cdot 520 = 0,9997 [24,155 + 0,00208 t_z] \cdot t_z.$$

Получаем квадратное уравнение вида

$$0,002079 t_z^2 + 24,148 t_z - 61333 = 0.$$

Температура  $t_z$  в конце видимого сгорания в градусах Цельсия (°C)

$$t_z = \frac{-24,148 + \sqrt{24,148^2 + 4 \cdot 0,002079 \cdot 61333}}{2 \cdot 0,002079} = 2144.$$

Температура  $T_z$  в градусах Кельвина (К)

$$T_z = 2144 + 273 = 2417.$$

### А.2.4.3 Степень повышения давления цикла

Степень повышения давления цикла

$$\lambda = \frac{0,9997 \cdot 2417}{793} = 3,047.$$

### А.2.4.4 Степень предварительного расширения

Степень предварительного расширения

$$\rho = 1.$$

### А.2.4.5 Максимальное давление сгорания

Максимальное давление  $p_z$  в МПа в конце сгорания

$$p_z = 3,047 \cdot 2,024 = 6,168.$$

Таблица А.2.4 – Значения параметров процесса сгорания

Тип двигателя	Параметры			
	$\lambda$	$\rho$	$p_z$ , МПа	$T_z$ , К
Газовый	2,0...3,0	1,0	3,0...10,0	2200...2500
Рассчитываемый двигатель	3,047	1,0	6,168	2417

### А.2.5 Процесс расширения

#### А.2.5.1 Показатель политропы расширения

Средний показатель адиабаты расширения

$$k_2 = 1,33 + 0,00036 \cdot 10 - 0,000014 \cdot 2417 - 0,0462 \cdot 1,2 = 1,248.$$

Показатель политропы расширения

$$n_2 = 1,248.$$

#### А.2.5.2 Давление и температура конца процесса расширения

Давление  $p_b$  в МПа и температура  $T_b$  в градусах Кельвина (К) в конце процесса расширения

$$p_b = \frac{6,148}{10^{1,248}} = 0,348;$$

$$T_b = \frac{2417}{10^{1,248-1}} = 1365.$$

Таблица А.2.5 – Значения параметров процесса расширения

Тип двигателя	Параметры		
	$n_2$	$p_b$ , МПа	$T_b$ , К
Газовый	1,20...1,30	0,30...0,50	1300...1800
Рассчитываемый двигатель	1,248	0,348	1365

### А.2.6 Проверка точности выбора температуры остаточных газов

Расчетное значение температуры остаточных газов  $T_r$  в градусах Кельвина (К)

$$T_r^{расч} = \frac{1365}{\sqrt[3]{\frac{0,348}{0,12}}} = 957.$$

Расхождение между принятой величиной  $T_r$  и рассчитанной  $T_r^{расч}$

$$\Delta T_r = \left| \frac{960 - 957}{960} \right| \cdot 100 \% = 0,3 \% < 10 \%$$

Температура остаточных газов  $t_r$  в градусах Цельсия ( $^{\circ}\text{C}$ )  
 $t_r = 960 - 273 = 687$ .

## А.2.7 Индикаторные показатели рабочего цикла

### А.2.7.1 Среднее индикаторное давление

Среднее теоретическое индикаторное давление  $p_i'$  в МПа

$$p_i' = \frac{2,024}{10-1} \left[ \frac{3,047}{1,248-1} \left( 1 - \frac{1}{10^{1,248-1}} \right) - \frac{1}{1,374-1} \left( 1 - \frac{1}{10^{1,374-1}} \right) \right] = 0,855.$$

Коэффициент полноты индикаторной диаграммы принимаем  $\varphi_u = 0,95$ .

Среднее индикаторное давление действительного цикла  $p_i$  в МПа

$$p_i = 0,855 \cdot 0,95 = 0,812.$$

### А.2.7.2 Индикаторный КПД

Индикаторный КПД

$$\eta_i = \frac{8,3144 \cdot 0,812 \cdot 12,57 \cdot 293}{22,4 \cdot 35859 \cdot 0,1 \cdot 0,79} = 0,392.$$

### А.2.7.3 Индикаторный удельный расход топлива

Индикаторный удельный расход топлива  $v_i$  в  $\text{м}^3/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$

$$v_i = \frac{3600 \cdot 22,4 \cdot 0,1 \cdot 0,79}{8,3144 \cdot 0,812 \cdot 12,57 \cdot 293} = 0,2562.$$

Удельный расход теплоты  $q_i$  в  $\text{кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$

$$q_i = 0,2562 \cdot 35859 = 9187.$$

Таблица А.2.6 – Значения индикаторных показателей двигателей

Тип двигателя	Показатели		
	$p_i$ , МПа	$\eta_i$	$q_i$ , кДж/(кВт·ч)
Газовый	0,6...1,4	0,3...0,45	8000...14000
Рассчитываемый двигатель	0,812	0,392	9187

## А.2.8 Эффективные показатели двигателя

### А.2.8.1 Давление механических потерь

Принимаем: экспериментальные коэффициенты  $a_m = 0,039$  и  $b_m = 0,0132$ ;

средняя скорость поршня  $v_{n.cp} = 9,5$  м/с.

Давление механических потерь  $p_m$  в МПа

$$p_m = 0,039 + 0,0132 \cdot 9,5 = 0,1644.$$

А.2.8.2 Среднее эффективное давление

Среднее эффективное давление  $p_e$  в МПа

$$p_e = 0,812 - 0,1644 = 0,6475.$$

А.2.8.3 Механический КПД

$$\eta_m = \frac{0,6475}{0,812} = 0,797.$$

А.2.8.4 Эффективный КПД

$$\eta_e = 0,392 \cdot 0,797 = 0,312.$$

А.2.8.5 Эффективный удельный расход топлива

Эффективный удельный расход топлива  $v_e$  в м<sup>3</sup>/(кВт·ч)

$$v_e = \frac{3600}{35859 \cdot 0,312} = 0,3218.$$

Удельный расход теплоты  $q_e$  в кДж/(кВт·ч)

$$q_e = 0,3218 \cdot 35859 = 11538.$$

Таблица А.2.7 – Значения эффективных показателей двигателей

Тип двигателя	Показатели			
	$p_e$ , МПа	$\eta_e$	$\eta_m$	$q_e$ , кДж/(кВт·ч)
Газовый	0,4...1,0	0,22...0,38	0,70...0,80	10000... 17000
Рассчитываемый двигатель	0,6475	0,312	0,797	11538

**А.2.9 Основные параметры и показатели двигателя**

Рабочий объём цилиндра  $V_h$  в дм<sup>3</sup>

$$V_h = \frac{30 \cdot 4 \cdot 235}{0,6475 \cdot 1800 \cdot 8} = 3,024.$$

Принимаем отношение линейных размеров цилиндра  $S/D = 1$ .

Диаметр цилиндра двигателя  $D$  в мм

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 3,024}{\pi \cdot 1,0}} = 156,7.$$

Ход поршня двигателя  $S$  в мм:  $S = 156,7 \cdot 1 = 156,7$ .

Полученные значения  $S$  и  $D$  округляем в большую сторону до четного числа:  $D = 158$  мм;  $S = 158$  мм.

Окончательная средняя скорость поршня  $v_{n.cp}$  в м/с

$$v_{n.cp} = \frac{158 \cdot 1800}{3 \cdot 10^4} = 9,48.$$

Ошибка выбора

$$\Delta v_{n.cp} = \left| \frac{9,48 - 9,5}{9,48} \right| \cdot 100 \% = 0,2 \% < 5 \%.$$

Ввиду малого расхождения примем  $v_{n.cp} = 9,5$  м/с.

Рабочий объем одного цилиндра  $V_h$  в  $\text{дм}^3$

$$V_h = \frac{\pi \cdot 158^2 \cdot 158}{4 \cdot 10^6} = 3,098.$$

Литраж двигателя  $V_l$  в  $\text{дм}^3$

$$V_l = 3,098 \cdot 8 = 24,783.$$

Объем камеры сгорания  $V_c$  в  $\text{дм}^3$

$$V_c = \frac{3,098}{10 - 1} = 0,344.$$

Полный объем цилиндра  $V_a$  в  $\text{дм}^3$

$$V_a = 3,098 + 0,344 = 3,442.$$

Эффективная мощность двигателя  $N_e$  в кВт

$$N_e = \frac{0,6475 \cdot 3,098 \cdot 8 \cdot 1800}{30 \cdot 4} = 240,7.$$

Поршневая мощность двигателя  $N_n$  в кВт/ $\text{дм}^2$

$$N_n = \frac{240,7 \cdot 4 \cdot 10^4}{8 \cdot 3,14 \cdot 158^2} = 15,35.$$

Эффективный крутящий момент  $M_e$  в Н·м

$$M_e = \frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{240,7}{1800} = 1277.$$

Часовой расход газообразного топлива  $V_T$  в  $\text{м}^3/\text{ч}$

$$V_T = 0,3218 \cdot 240,7 = 77,4.$$

## А.2.10 Тепловой баланс

Общее количество теплоты  $Q_o$  в Дж/с

$$Q_o = \frac{35859 \cdot 77,4}{3,6} = 770589.$$

Теплота  $Q_e$ , эквивалентная эффективной работе, в Дж/с

$$Q_e = 240,7 \cdot 1000 = 240700.$$

Принимаем  $c = 0,55$  и  $m = 0,63$ . Тогда теплота  $Q_{охл}$ , отводимая охлаждающей жидкостью, в Дж/с

$$Q_{охл} = \frac{0,55 \cdot 8 \cdot (0,1 \cdot 158)^{(1+2 \cdot 0,63)} \cdot 1800^{0,63}}{1,2} = 210891.$$

Теплота  $Q_r$ , унесённая из двигателя с отработавшими газами, в Дж/с

$$Q_r = \frac{77,2}{22,4 \cdot 3,6} \cdot [12,566 \cdot ((19,191635 + 0,003556 \cdot 687 + 3,225 \cdot 1,2) + 8,315) \cdot 687 - 12,57((20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 20 + 8,315) \cdot 20)] = 273097.$$

Неучтённые потери теплоты  $Q_{ост}$  в Дж/с

$$Q_{ост} = 770589 - (240700 + 210891 + 273097) = 45901.$$

Тепловой баланс в процентах от всего количества введённой теплоты:

$$q_e = \frac{240700}{770589} \cdot 100\% = 31,24\% ; \quad q_{охл} = \frac{210891}{770589} \cdot 100\% = 27,36\% ;$$

$$q_r = \frac{273097}{770589} \cdot 100\% = 35,44\% ; \quad q_{ост} = \frac{45901}{770589} \cdot 100\% = 5,96\% .$$

Таблица А.2.8 – Значения составляющих теплового баланса в процентах

Тип двигателя	Составляющие теплового баланса в процентах			
	$q_e$	$q_{охл}$	$q_r$	$q_{ост}$
Газовый	22...42	15...32	30...45	3...10
Рассчитываемый двигатель	31,24	27,36	35,44	5,96