

СИЛОВЫЕ АГРЕГАТЫ Т_иТТМО

Часть 1

Тепловой расчет поршневого ДВС

СИЛОВЫЕ АГРЕГАТЫ ТиТТМО

Часть 1

Тепловой расчет поршневого ДВС

Методическое пособие к курсовому проекту по учебному модулю
"Силовые агрегаты ТиТТМО"

УДК 629. 113. 004

Печатается по решению
РИС НовГУ

Рецензент

доктор технических наук, профессор Н.М. Андрианов,

Силовые агрегаты ТнТТМО : Метод. пособие к курсов. проекту. /
Авт.- сост.: А. В. Капустин, Н.Н. Заводов; НовГУ им. Ярослава Мудрого. –
Великий Новгород, 2017. - с.

В методическом пособии показаны цель, задачи, содержание курсового проекта, дана методика теплового, кинематического, динамического расчетов поршневых двигателей внутреннего сгорания, методика расчета деталей, систем и проектирования ПДВС.

Предназначено для студентов по направлению 23.03.03
"Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов".

УДК 629. 113. 004

Новгородский государственный
университет, 2017
А.В.Капустин, составление, 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	3
1. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ	3
2. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ	4
2.1. Цель и задачи курсового проекта	4
2.2. Состав пояснительной записки и графического материала	5
2.3. Организация курсового проектирования	6
3. МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ПДВС	7
3.1. Параметры рабочего тела	8
3.2. Процесс впуска	11
3.3. Процесс сжатия	13
3.4. Процесс сгорания	14
3.5. Процесс расширения	19
3.6. Индикаторные показатели цикла	20
3.7. Эффективные показатели двигателя	21
3.8. Основные размеры цилиндра и двигателя	22
3.9. Построение индикаторной диаграммы	23
3.10. Тепловой баланс двигателя	26
Список литературы	29
Приложение 1	Ошибка! Закладка не определена.
Приложение 2	Ошибка! Закладка не определена.
Приложение 3	34

ВВЕДЕНИЕ

Основной энергетической установкой автотранспортных средств на обозримый период времени останется поршневой двигатель внутреннего сгорания (ПДВС), а моторные топлива нефтяного происхождения останутся основными энергоносителями для ПДВС. Спрос на энергию (энерговооруженность) непрерывно растет, что повышает благосостояние и уровень жизни населения. В общем энергетическом балансе основную долю составляет тепловая энергия, получаемая от сжигания углеводородных энергоносителей в различных тепловых двигателях. Среди тепловых двигателей лидирующее положение на транспорте и дорожных машинах, в сельском хозяйстве, в стационарных энергоустановках небольшой мощности занимают поршневые ДВС. С точки зрения технической термодинамики рабочие процессы различных ПДВС близки между собой. Поэтому владея теорией рабочих процессов автомобильных двигателей, специалист легко может разобраться в рабочих процессах других ПДВС, как транспортных, так и стационарных энергоустановок.

Тенденции развития автомобильных ПДВС проявляют себя в стремлении получить максимальный эффективный коэффициент полезного действия за счет применения более сложных конструктивных и технологических решений. Для достижения высоких показателей ПДВС предъявляются все более высокие требования к системам управления двигателя, согласованные в определенной мере с управлением самого автомобиля. Определяющее значение в этом управлении системами ДВС и автомобиля занимает компьютерная микропроцессорная техника.

Компьютерная техника занимает определяющее значение при проектировании и различных расчетах на стадии разработки новых ДВС.

Глубокое знание теории рабочих процессов ПДВС, кинематики и динамики, умение конструировать и выполнять прочностные расчеты деталей двигателей с учетом перспектив развития двигателей – важные требования к подготовке высококвалифицированного специалиста.

1. ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ

Настоящее методическое пособие устанавливает общие требования к структуре, содержанию разделов и правилам оформления пояснительной записки (ПЗ) курсового проекта по учебной дисциплине «Автомобили и двигатели: Автомобильные двигатели», выполняемого студентами по специальности 23.03.03 – автомобили и автомобильное хозяйство на КАТ НовГУ.

2. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Выпускник по направлению подготовки 23.03.03 – Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов (уровень бакалавриат) «Автомобили и автомобильное хозяйство» должен быть подготовлен к решению профессиональных задач, в частности, в таких видах деятельности, как эксплуатационно-технологической, проектно-конструкторской, производственно-технологической и научно-исследовательской [1]. В государственном образовательном стандарте отмечается, что в процессе проектно-конструкторской деятельности выпускник должен решать задачи по разработке проектов объектов профессиональной деятельности с учетом механико-технологических, эстетических, экологических и экономических требований.

Для соответствующей подготовки выпускника по данному направлению в учебном плане предусматривается самостоятельная работа студентов в виде курсового проекта.

2.1. Цель и задачи курсового проекта

Цель курсового проекта – закрепить и углубить полученные в ходе изучения дисциплины теоретические знания при расчете и конструировании конкретного двигателя,

Для достижения заданной цели в курсовом проекте необходимо решить следующие основные задачи:

- закрепить знания студентов, полученные при изучении теоретического курса и научить применять их на практике при проектировании и расчете двигателей;
- освоить методику теплового расчета и оценить эффективность преобразования тепловой энергии в механическую энергию;
- освоить методику кинематического и динамического расчета ПДВС и оценить уравновешенность проектируемого двигателя;
- получить практические навыки по основам расчета деталей двигателей, их систем и конструированию ДВС.

Работа над курсовым проектом носит творческий характер. Предпочтение отдается оригинальным проектным решениям, претендующим на изобретения, патентному поиску с принятием конкретного оригинального конструктивного решения, научно-исследовательским темам.

Тематика проектов определяется руководителем курсового проектирования.

По согласованию с руководителем курсового проектирования студенты в качестве тем могут предложить материал, который будет ими использован и развит в последующем при дипломном проектировании.

2.2. Состав пояснительной записки и графического материала

ПЗ, в общем случае, должна содержать материалы, сброшюрованные в следующей последовательности:

- Ведомость КП.
- Титульный лист.
- Задание на КП.
- Содержание с указанием номеров страниц разделов и подразделов

ПЗ.

- Введение.
- Основная часть.
- Список литературы.
- Приложения.

Ведомость КП оформляется с учетом требований ГОСТ 2.106 (форма 8, 8а).

Титульный лист КП заполняется по ГОСТ 2.105, ГОСТ 2.106 и СТП 701.2010. На титульном листе должны быть подписи руководителя КП и студента, разрабатывающего проект. Ниже личных подписей проставляют даты подписания.

Задание подписывается руководителем КП и утверждается заведующим КАТ. В задании указываются срок сдачи готовой работы. В случае нарушения установленного плана работ к студентам применяются меры административного воздействия с учетом «Положения о курсовых проектах и работах в Новгородском государственном университете имени Ярослава Мудрого».

В содержании указывают номера и наименование разделов и подразделов с указанием номеров страниц. Слово “Содержание” записывают в виде заголовка по центру строчными буквами, начиная с прописной буквы. Наименования, включённые в содержание, записывают строчными буквами, начиная с прописной буквы.

Объем пояснительной записки – 35-50 листов формата А4 (ГОСТ 2.301).

Основная часть ПЗ включает 3 раздела:

1. Тепловой расчет двигателя.
2. Расчет кинематики, динамики и уравнивания ПДВС.
3. Расчет основных деталей и систем двигателя.

Графический материал в случае выполнения учебного курсового проекта в общем случае включает:

- динамический анализ ПДВС – 1 лист формата А1 (или 8 листов формата А4 при выполнении графиков на компьютере);
- поперечный разрез двигателя в масштабе 1:1 (сборочный чертеж) – 1 лист А1;
- продольный разрез двигателя в масштабе 1:1 (сборочный чертеж) – 1 лист А1;
- рабочие чертежи деталей – 1 лист формата А1.

Оформление графического материала должно отвечать требованиям ЕСКД. Сборочный чертеж должен сопровождаться спецификацией с указанием основных сборочных единиц, деталей и стандартных изделий (15 – 20 наименований).

Сборочный чертеж двигателя (на 2 листах формата А1) должен иметь необходимое количество проекций, разрезов, сечений, видов, выносных элементов; номера позиций составных частей двигателя; габаритные и посадочные размеры; технические требования и характеристики, основные надписи (угловой штамп). При выполнении чертежей двигателя следует применять упрощения и условные сокращения, допускаемые ЕСКД. К чертежам двигателя должна быть составлена спецификация (из 15 – 20 наименований), выполненная на отдельных листах формата А4, которая подшивается в пояснительную записку к проекту в приложениях. Глубина конструктивной проработки сборочных чертежей согласуется с руководителем проекта на консультациях. Например, при разработке продольного разреза многоцилиндрового двигателя не требуется показывать в разрезе все цилиндры двигателя.

В случае выполнения научно-исследовательского КП или опытно-конструкторского проекта с патентным поиском объем ПЗ и графического материала утверждается руководителем проекта индивидуально для каждого студента.

2.3. Организация курсового проектирования

Руководитель курсового проекта перед началом проектирования проводит вводное занятие, на котором выдаются задания на КП, разъясняются задачи проектирования, сообщается план и объем пояснительной записки, примерное распределение времени на выполнение отдельных частей проекта.

Контроль над ходом курсового проектирования осуществляется руководителем КП. в течение всего семестра согласно календарному плану. Руководитель систематически проверяет выполнение плана и отмечает в нем выполненные разделы каждым студентом.

Время, отведенное на руководство курсовым проектированием, руководитель использует для проведения практических занятий, пояснения более сложных расчетов, а также для индивидуальных консультаций студентов.

Законченные КП в установленный срок студенты сдают руководителю, который проверяет качество выполнения всех разделов проекта. После проверки руководитель подписывает ПЗ и возвращает ее студенту для ознакомления с рецензией и устранения отмеченных замечаний.

Окончательный прием выполненных КП проводится в форме открытой защиты комиссией из трех человек, назначенных руководителем КАТ.

В общем случае исходные данные включают:

- мощность двигателя – N_e , кВт;
- частота вращения – n , об/мин;
- степень сжатия – ϵ ;
- коэффициент избытка воздуха – α .

Степень сжатия и коэффициент избытка воздуха определяют тип двигателя – двигатель с искровым зажиганием (ДсИЗ) или дизель.

Требуемые для расчета такие параметры, как температура и давление окружающей среды, температура и коэффициент остаточных газов и др. студент выбирает по своему усмотрению, используя статистические значения и рекомендации по их выбору.

Число цилиндров двигателя принимается после определения рабочего объема (литража) двигателя. Компоновочную схему двигателя, линейное расположение цилиндров или V-образное (с углами развала 75°; 90°; 120°; 180°), студент принимает по своему желанию.

3.МЕТОДИКА ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА ПДВС

Тепловой расчет выполняется относительно 1 кг топлива и включает определение состава и количества рабочего тела, участвующего в действительном цикле, термодинамических параметров (давления и температуры) в характерных точках цикла, индикаторных и эффективных параметров проектируемого двигателя, рабочего объема (литража) двигателя. Исходя из рабочего объема, с учетом скоростного режима и степени сжатия принимается двигатель – прототип, ориентируясь на который, принимается число цилиндров, определяются диаметр цилиндра и ход поршня. Для оценки экономичности двигателя и величины потерь выполняется оценочный расчет теплового баланса проектируемого двигателя. Тепловой расчет достаточно выполнить для заданного скоростного режима.

3.1 Параметры рабочего тела

Стехиометрическое количество воздуха:

– в киломолях на 1 кг топлива

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left(\frac{g_C}{12} + \frac{g_H}{4} - \frac{g_{O_2}}{32} \right); \quad 3.1$$

– в кг на 1 кг топлива

$$l_0 = \frac{1}{0,232} \left(\frac{8}{3} g_C + 8g_H - g_{O_2} \right) = L_0 \mu_v; \quad 3.2$$

где

g_C , g_H , g_{O_2} - массовые доли углерода, водорода и кислорода в топливе или элементный состав топлива, должно выполняться равенство $g_H + g_C + g_{O_2} = 1$;

числа 0,21 и 0,232 – объемная и массовая доли кислорода в составе сухого атмосферного воздуха, принятые по стандарту в РФ;

μ_v – молярная масса сухого воздуха, равная согласно стандарту $\mu_v = 28.95$ кг/кмоль.

Элементный состав бензинов и дизельного топлива приведен в таблице 3.1, а элементный состав альтернативных топлив – в таблице 3.2.

Таблица 3.1

Показатели	Бензины				Дизельные топлива		
	А-76 летний	АИ-93 (АИ-92) летний	АИ-95 «Экстра» с МТБЭ		Летнее Л	Зимнее З	Арктиче ское А
Молярная масса – μ_T , кг/моль	106	110	110	115	230	235	240
Низшая теплота сгорания – H_u , МДж/кг	44,0	43,3	42,9	43,0	42,8	43,03	43,0
Элементный состав							
g_C	0,855	0,865	0,864	0,87	0,873	0,869	0,870
g_H	0,145	0,135	0,133	0,13	0,127	0,131	0,130
g_{O_2}	0	0	0,0133	0	0	0	0

Таблица 3.2

Показатели	Метан CH ₄ (природный газ)	Пропан C ₃ H ₈	Бутан C ₄ H ₁₀	Метанол CH ₄ O	Этанол C ₂ H ₆ O	ДМЭ C ₂ H ₆ O (Диметиловый эфир)	РМЕ (Рапсовое масло)	Водород H ₂
Молярная масса - μ_T , кг/моль	16	44	58	32	46	46	294	2
Низшая теплота сгорания – H_u , МДж/кг	50	46,35	45,75	19,6	26,9	27,6	37,5	120
Элементный состав								
g_C	0,75	0,818	0,828	0,375	0,522	0,522	0,77	0
g_H	0,25	0,182	0,172	0,125	0,130	0,130	0,12	1
g_{O_2}	0	0	0	0,5	0,348	0,348	0,11	0

Количество свежего заряда

В зависимости от рабочего процесса в двигатель к началу процесса сжатия поступает или смесь воздуха с топливом, или чистый воздух.

Для двигателя с искровым зажиганием (ДСИЗ) количество свежего заряда

M_1 (кмоль/кг топлива) равно сумме молей воздуха и топлива:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 + \frac{1}{\mu_T}, \quad (3.3)$$

где μ_T – молярная масса топлива.

Для дизельного двигателя количество свежего заряда M_1 (кмоль/кг топлива) равно количеству поступающего воздуха:

$$M_1 = \alpha \cdot L_0 \quad (3.4)$$

Молярные массы различных топлив приведены в таблицах 3.1 и 3.2.

Состав и количество продуктов сгорания

Расчет выполняется по разным формулам в зависимости от коэффициента избытка воздуха.

При $\alpha < 1$ (недостаток воздуха) имеет место неполное окисление (сгорание) топлива и продукты сгорания в основном состоят из CO_2 , H_2O , N_2 , CO и H_2 .

При $\alpha > 1$ (избыток воздуха) имеет место полное окисление (сгорание) топлива. В этом случае основной состав продуктов сгорания следующий: CO_2 , H_2O , N_2 , и O_2 . При стехиометрическом составе смеси ($\alpha = 1$) $M_{\text{O}_2} = 0$; расчет количества CO_2 , H_2O , N_2 выполняется по тем же формулам, что и при $\alpha > 1$.

Количество продуктов сгорания в киломолях на 1 кг топлива при $\alpha < 1$ рассчитывается:

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{CO}} &= 0,42 \cdot L_0 \cdot (1 - \alpha) / (1 + K) \\ M_{\text{CO}_2} &= (g_{\text{C}}/12) - M_{\text{CO}} \\ M_{\text{H}_2} &= K \cdot M_{\text{CO}} \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= (g_{\text{H}}/2) - M_{\text{H}_2} \\ M_{\text{N}_2} &= 0,79 \cdot \alpha \cdot L_0. \end{aligned} \right\} \quad (3.5)$$

$$\text{где } K = M_{\text{H}_2}/M_{\text{CO}} \approx 1,12 \cdot \sqrt{\frac{g_{\text{H}}}{g_{\text{CO}}}}$$

Общее количество продуктов сгорания равно

$$M_2 = M_{\text{CO}} + M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{N}_2}$$

Количество продуктов сгорания в киломолях на 1 кг топлива при $\alpha \geq 1$ рассчитывается:

$$\left. \begin{aligned} M_{\text{CO}_2} &= g_{\text{C}}/12 \\ M_{\text{H}_2\text{O}} &= g_{\text{H}}/2 \\ M_{\text{N}_2} &= 0,79 \alpha L_0 \\ M_{\text{O}_2} &= 0,21(\alpha - 1)L_0. \end{aligned} \right\} \quad (3.6)$$

Общее количество продуктов сгорания равно:

$$M_2 = M_{\text{CO}_2} + M_{\text{H}_2} + M_{\text{H}_2\text{O}} + M_{\text{O}_2} + M_{\text{N}_2}.$$

Приведенные выше расчеты продуктов сгорания включают компоненты, оказывающие существенное влияние на энергетические и экономические показатели ДВС. Содержание других продуктов сгорания (оксиды азота, несгоревшие углеводороды и др.) вследствие относительно малой их концентрации в ОГ не учитывается в термодинамических расчетах, но они учитываются при оценке экологических характеристик ПДВС.

Состав продуктов сгорания в объемных долях

$$r_i = M_i / M_2 \quad (3.7)$$

где i – индекс i -того газа (CO_2 , H_2O , N_2 , CO , O_2 , H_2) в смеси отработавших газов.

Объемы исходных компонентов и продуктов их сгорания могут отличаться из-за различия молярного состава свежего заряда M_1 и продуктов сгорания M_2 . Изменение количества вещества при сгорании (в киломолях) равно $\Delta M = M_2 - M_1$ и оценивается теоретическим (или химическим) коэффициентом молярного изменения

$$\mu_0 = M_2 / M_1 = 1 + \Delta M / M_1 \quad (3.8)$$

3.2. Процесс впуска

При расчете процесса впуска определяются термодинамические параметры смеси (давление и температура) к началу сжатия.

Давление в конце впуска p_a , МПа

$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \quad (3.9)$$

где p_0 – давление среды, откуда поступает свежий заряд, МПа. В ПДВС без наддува это барометрическое давление. В ПДВС с наддувом принимается давление воздуха после компрессора – p_k ;

Δp_a – потери давления на впуске, МПа (при движении по впускному тракту и входе в цилиндр).

Потери давления на впуске Δp_a , МПа, равны

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{вп}) \cdot \omega_{вп}^2 \cdot \rho_0 \cdot 10^{-6} / 2, \quad (3.10)$$

где β – коэффициент затухания скорости движения заряда при входе в цилиндр;

$\xi_{вп}$ – коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению.

$\omega_{вп}$ – средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы (в сечении впускного клапана или в сечении продувочных окон).

ρ_0 – плотность заряда на впуске, $кг/м^3$.

По опытным данным для современных двигателей на номинальном режиме

$\omega_{вп}=50 - 120$ м/с, а суммарное сопротивление $(\beta^2 + \xi_{вп}) = 2,5...4,0$.

Плотность заряда на впуске (ρ_0 , кг/м³) определяется по уравнению состояния идеального газа.

ПДВС без наддува

$$\rho_0 = p_0 \cdot 10^6 / (R_v \cdot T_0), \quad (3.11)$$

ПДВС с наддувом

$$\rho_k = p_k \cdot 10^6 / (R_v \cdot T_k), \quad (3.12)$$

где $R_v=287$ Дж/(кг·К) – индивидуальная газовая постоянная воздуха;

T_0 – температура окружающей среды для ПДВС без наддува;

T_k – температуры воздуха после компрессора для ПДВС с наддувом.

При расчете и конструировании безнаддувного ПДВС давление и температуру окружающей среды студент принимает по своему усмотрению.

При проектировании двигателя с наддувом следует пользоваться дополнительной литературой.

Температура в конце впуска T_a , К

$$T_a = (T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r) / (1 + \gamma_r), \quad (3.13)$$

где

ΔT – температура подогрева свежего заряда на впуске, К;

γ_r – коэффициент остаточных газов;

T_r – температура остаточных газов, К.

Значениями ΔT , γ_r , T_r в расчетах задаются с учетом особенностей конструкции проектируемого двигателя и его системы выпуска (табл. 3.3). При расчете двигателя с наддувом в зависимости от степени наддува значение ΔT может быть отрицательным.

Таблица 3.3

Показатели	Четырехтактные ПДВС		Двухтактные ПДВС с прямооточной схемой продувки
	С искровым зажиганием	Дизели	
Подогрев заряда ΔT	0 – 25	20 – 40	5 – 10
Коэффициент остаточных газов γ_r	0,06 – 0,08	0,03 – 0,06	0,04 – 0,10
Температура остаточных газов T_r , К.	900 – 1000	600 – 900	600 – 900

Коэффициент наполнения η_v

$$\eta_v = \frac{P_a}{P_0} \cdot \frac{\varepsilon}{(\varepsilon - 1)} \cdot \frac{T_0}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \gamma_r} \quad (3.14)$$

При расчете цикла ПДВС с наддувом вместо P_0 и T_0 подставляются давление и температура воздуха после наддувочного компрессора.

При проектировании двигателей с настроенными системами выпуска и системами впуска с инерционным наддувом при наличии опытных данных коэффициент наполнения следует рассчитывать с учетом коэффициента очистки и коэффициента дозарядки.

Давление остаточных газов в конце выпуска (или просто давление выпуска – p_r) можно принять из таблицы 3.4. При этом следует иметь в виду, что чем совершеннее конструкция системы газообмена, тем меньше значение p_r .

Ориентировочные значения расчетных параметров процесса газообмена, полученные опытным путем на номинальном режиме, приведены в таблице 3.4.

Таблица 3.4

Показатели	Четырехтактные ПДВС		Двухтактные ПДВС с прямоточной схемой продувки
	С искровым зажиганием	дизели	
Давление впуска p_a , МПа	0,085 – 0,09	0,085 – 0,095	$(0,85 - 1,05)p_0$
Температура впуска T_a , К	320 – 380	310 – 350	320 – 400
Коэффициент наполнения η_v	320 – 380	310 – 350	320 – 400
Давление выпуска p_r , МПа	0.105 0.120	0.110 – 0.120	0.105 – 0.120

3.3. Процесс сжатия

Давление и температура в конце сжатия определяются

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}, \quad (3.15)$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}. \quad (3.16)$$

где n_1 – показатель политропы сжатия.

На величину показателя n_1 оказывают существенное влияние конструктивные факторы, такие как диаметр цилиндра, отношение хода

поршня к диаметру цилиндра, компактность камеры сгорания (отношение площади поверхности камеры сгорания к ее объему), интенсивность охлаждения цилиндра и поршня и др.

Нагрузочный и скоростной режимы работы двигателя так же заметно влияют на этот показатель. Увеличение частоты вращения двигателя, нагрузки, применение наддува приводят к росту показателя n_1 .

В расчетах показателем n_1 задаются. На номинальном режиме работы его значения приведены в таблице 3.5.

Для проверки правильности расчетов полученные значения p_c и T_c сравнивают с данными таблицы 3.5.

Таблица 3.5

Показатели	Дизель без наддува	Дизель с наддувом при $p_k < 0,2$ МПа без охлаждения воздуха	ДсИЗ
Степень сжатия	15 – 23	12 – 15	6,5 – 12
Средний показатель политропы n_1	1,35 – 1,38	1,33 – 1,37	1,35 – 1,38
Давление в конце сжатия p_c , МПа	2,9 – 6,0	До 8	1,2 – 2,2
Температура в конце сжатия T_c , К	700 – 900	До 1000	600 – 900

3.4. Процесс сгорания

В основе термодинамического расчета процесса сгорания заложено уравнение первого закона термодинамики. Допускается, что в ДсИЗ процесс сгорания протекает при постоянном объеме (изохорный процесс). В дизеле сгорание вначале протекает при постоянном объеме, а затем – при постоянном давлении.

Вначале определяется из уравнения сгорания температура конца сгорания, а затем термодинамическое давление. Уравнение сгорания имеет вид:

для ДсИЗ

$$\xi_Z \cdot H_{\text{раб.см}} + \mu c'_v \big|_0^{T_c} \cdot T_c = \mu \cdot \mu c''_v \big|_0^{T_z} \cdot T_z; \quad (3.17)$$

для дизеля

$$\xi_Z \cdot H_{\text{раб.см}} + (\mu c'_v \big|_0^{T_c} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c = \mu \cdot (\mu c''_v \big|_0^{T_z} + 8,314) \cdot T_z, \quad (3.18)$$

где

ξ_z – коэффициент использования теплоты;

$H_{\text{раб.см}}$ – низшая теплота сгорания рабочей смеси, КДж/кг;

$\mu_{\text{v}}' \big|_0^{T_c}$ – средняя мольная изохорная теплоемкость рабочей смеси в интервале температур от 0 до T_c , кДж/(кмол·К);

λ – степень повышения давления в процессе сгорания; в расчетах принимается: для дизелей с неразделенными камерами сгорания и объемным смесеобразованием $\lambda=1,6 - 2,5$; для вихрекамерных и предкамерных, а также для дизелей с неразделенными камерами сгорания и пленочным смесеобразованием $\lambda=1,2 - 1,8$;

μ – действительный коэффициент молекулярного изменения;

$\mu_{\text{v}}'' \big|_0^{T_z}$ – средняя мольная изохорная теплоемкость смеси отработавших газов в интервале температур от 0 до T_z , кДж/(кмол/К);

T_z – температура расчетного цикла в конце сгорания.

Значение коэффициента использования теплоты ξ_z принимать в пределах:

Для ДсИЗ с электронной системой впрыска0,90 – 0,96

Для карбюраторных двигателей0,80 – 0,95

Для дизелей с неразделенными камерами сгорания0,70 – 0,80

Для дизелей с разделенными камерами сгорания0,65 – 0,80

Для газотопливных двигателей0,80 – 0,85

При выборе ξ_z следует иметь ввиду: чем совершеннее процесс сгорания, тем выше коэффициент использования теплоты. Более высокие значения характерны для компактных камер сгорания, обеспечивающих быстрое и более полное сгорание в основной фазе процесса сгорания ДВС. На ξ_z влияет степень сжатия, конструкция системы охлаждения, а так же режимные параметры двигателя: состав смеси, частота вращения.

Низшая теплота сгорания рабочей смеси, т.е. смеси свежего воздуха с остаточными газами определяется по формуле:

$$H_{\text{раб.см}} = (H_u - \Delta H_u) / [(M_1 \cdot (1 + \gamma_r))], \quad (3.19)$$

где H_u принять из таблиц 3.1 или 3.2 и перевести в кДж/кг;

ΔH_u – невыделившаяся теплота вследствие химической неполноты сгорания топлива из-за недостатка кислорода при $\alpha < 1$, кДж/кг. Ее величина равна

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - \alpha) \cdot L_0 \quad (3.20)$$

Изохорная теплоемкость рабочей смеси $\mu_{\text{v}}' \big|_0^{T_c}$ определяется по термодинамическим закономерностям расчета теплоемкости газовых смесей. Рабочая смесь рассматривается, как смесь свежего заряда и

остаточных газов. При этом теплоемкостью паров (капелек) топлива, участвующих в процессе сжатия в ДсИЗ, пренебрегаем.

Теплоемкость рабочей смеси равна

$$\mu_{c_v}'|_0^{T_c} = (\mu_{c_v}|_0^{T_c} + \gamma_r \cdot \mu_{c_v}''|_0^{T_c}) / (1 + \gamma_r), \quad (3.21)$$

где

$\mu_{c_v}|_0^{T_c}$ – изохорная мольная средняя теплоемкость воздуха в интервале температур от 0 до T_c ;

$\mu_{c_v}''|_0^{T_c}$ – изохорная мольная средняя теплоемкость смеси остаточных газов в интервале температур от 0 до T_c ;

Теплоемкость смеси остаточных газов $\mu_{c_v}''|_0^{T_c}$ определяется по формуле для расчета газовых смесей

$$\mu_{c_v}''|_0^{T_c} = \sum (r_i \cdot \mu_{c_{vi}}|_0^{T_c}) \quad , \quad (3.22)$$

где r_i и $\mu_{c_{vi}}|_0^{T_c}$ – соответственно мольная (объемная) доля и средняя изохорная мольная теплоемкость в интервале температур от 0 до T_c i -того компонента состава остаточных газов. r_i – рассчитана ранее по формуле (3.7).

Средние изохорные мольные теплоемкости в интервале температур от 0 до T_c воздуха и компонентов отработавших газов можно принять из справочных таблиц по теплотехнике или рассчитать по эмпирической формулам, кДж/(кмол·К):

для воздуха

$$\mu_{c_v}|_0^{T_c} = 19,88 + 0,002638 \cdot T_c \quad (3.23)$$

для азота

$$\mu_{c_v}|_0^{T_c} \text{ N}_2 = 19,716 + 0,0025 \cdot T_c \quad (3.24)$$

для диоксида углерода CO_2

$$\mu_{c_v}|_0^{T_c} \text{ CO}_2 = 27,941 + 0,019 \cdot (T_c - 273) - 5,487 \cdot 10^{-6} \cdot (T_c - 273)^2 \quad (3.25)$$

для паров воды

$$\mu_{c_v}|_0^{T_c} \text{ H}_2\text{O} = 23,49 + 0,005359 \cdot T_c \quad (3.26)$$

для оксида углерода

$$\mu_{c_v}|_0^{T_c} \text{ CO} = 19,88 + 0,002638 \cdot T_c \quad (3.27)$$

для водорода

$$\mu_{c_v} \big|_0^{T_c} \text{N}_2 = 20,684 + 0,000206 \cdot (T_c - 273) + 5,88 \cdot 10^{-7} \cdot (T_c - 273)^2 \quad (3.28)$$

для кислорода

$$\mu_{c_v} \big|_0^{T_c} = 20,93 + 0,004641 \cdot (T_c - 273) + 8,4 \cdot 10^{-7} \cdot (T_c - 273)^2 \quad (3.29)$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения равен

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) \quad (3.30)$$

Средняя мольная изохорная теплоемкость смеси отработавших газов в интервале температур от 0 до T_z рассчитывается аналогично расчету теплоемкости смеси остаточных газов, кДж/(кмол/К):

$$\mu_{c_v}'' \big|_0^{T_z} = \sum (r_i \cdot \mu_{c_{vi}} \big|_0^{T_z}) \quad , \quad (3.31)$$

где средние теплоемкости i -того компонента определяются по другим эмпирическим зависимостям, справедливым для более высокого уровня конечной температуры – T_z :

для азота

$$\mu_{c_v} \big|_0^{T_z} \text{N}_2 = 21,553 + 0,001457 \cdot T_z \quad (3.32)$$

для диоксида углерода CO_2

$$\mu_{c_v} \big|_0^{T_z} \text{CO}_2 = 38,209 + 0,003349 \cdot T_z \quad (3.33)$$

для паров воды

$$\mu_{c_v} \big|_0^{T_z} \text{H}_2\text{O} = 25,458 + 0,004438 \cdot T_z \quad (3.34)$$

для оксида углерода

$$\mu_{c_v} \big|_0^{T_z} \text{CO} = 22,100 + 0,001430 \cdot T_z \quad (3.35)$$

для водорода

$$\mu_{c_v} \big|_0^{T_z} \text{H}_2 = 19,198 + 0,001758 \cdot T_z \quad (3.36)$$

для кислорода

$$\mu_{c_v} \big|_0^{T_z} = 23,300 + 0,001550 \cdot T_z \quad (3.37)$$

Для определения температуры T_z требуемые согласно составу отработавших газов (ОГ) выражения из (3.32) – (3.37) подставляются в формулу (3.31) и получается выражение определения теплоемкости газовой смеси ОГ вида $\mu_{c_v}'' \big|_0^{T_z} = a + b \cdot T_z$, где « a » и « b » – числовые значения.

Затем все перечисленные величины подставляются в уравнение сгорания, которое после алгебраических преобразований сводится к квадратичному уравнению вида

$$A \cdot T_z^2 + B \cdot T_z - C = 0, \quad (3.38)$$

где А, В и С – числовые значения.

Отсюда находится температура сгорания T_z , К

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 + 4 \cdot A \cdot C}}{2 \cdot A} \quad (3.39)$$

Давление в конце сгорания p_z , МПа:
для ДсИЗ

$$p_z = p_c \cdot \mu \cdot T_z / T_c. \quad (3.40)$$

для дизелей

$$p_z = p_c \cdot \lambda \quad (3.41)$$

Степень повышения давления для ДсИЗ

$$\lambda = p_z / p_c \quad (3.42)$$

По опытным данным для бензиновых ДсИЗ $\lambda = 3,2 - 4,2$; для газотопливных ДсИЗ $\lambda = 3,0 - 5,0$.

Для ДсИЗ действительное давление сгорания p_{zd} , примерно на 15% меньше расчетного из-за увеличения реального надпоршневого объема в процессе сгорания

$$p_{zd} \approx 0,85 \cdot p_z. \quad (3.43)$$

Для дизельных двигателей определяются степень предварительного расширения – ρ и степень последующего расширения – δ .

$$\rho = (\mu / \lambda) \cdot (T_z / T_c) \quad (3.44)$$

$$\delta = \varepsilon / \rho \quad (3.45)$$

Значения степени предварительного расширения должны укладываться в диапазоне $\rho = 1,2 - 1,7$.

Значения давления и температуры конца сгорания для современных автотракторных двигателей приведены в таблице 3.6.

Таблица 3.6

Тип двигателя	T_z , К	p_z , МПа	p_{zd} , МПа
ДсИЗ бензиновый	2400 – 3000	3,5 – 7,5	3,0 – 6,5
Дизель	1800 – 2300	5,0 – 12,0	5,0 – 12,0
ДсИЗ газотопливный	2200 – 2500	3,0 – 5,0	2,5 – 4,5

Расчет процесса сгорания вызывает у студентов более всего вопросов. Поэтому в приложении 1 приведен пример расчета процесса сгорания.

3.5. Процесс расширения

Термодинамические параметры процесса расширения (давление P_b и температура T_b) определяются по термодинамическим соотношениям политропного процесса.

Для ДсИЗ

$$P_b = p_z / \varepsilon^{n_2}, \quad (3.46)$$

$$T_b = T_z / \varepsilon^{n_2 - 1}. \quad (3.47)$$

Для дизеля

$$P_b = p_z / \delta^{n_2}, \quad (3.46)$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2 - 1}. \quad (3.47)$$

где n_2 – показатель политропы расширения.

Показатель n_2 зависит от интенсивности теплообмена в процессе расширения. Все мероприятия, уменьшающие интенсивность теплообмена, приводят к уменьшению этого показателя.

Значения n_2 следует принимать из таблицы 3.7. Значения P_b и T_b так же приведены в таблице 3.7.

Таблица 3.7

Тип двигателя	n_2	P_b , МПа	T_b , К
ДсИЗ	1,23 – 1,30	0,35 – 0,50	1200 – 1700
Дизель	1,18 – 1,28	0,20 – 0,40	1000 – 1200

3.6. Индикаторные показатели цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление ДсИЗ p_i' , МПа:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\frac{\lambda}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (3.48)$$

Теоретическое среднее индикаторное давление дизеля p_i' , МПа:

$$p_i' = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \quad (3.49)$$

Действительное среднее индикаторное давление p_i , МПа:

$$p_i = \varphi_{\text{и}} \cdot p_i', \quad (3.50)$$

где $\varphi_{\text{и}}$ – коэффициент полноты диаграммы, принимается $\varphi_{\text{и}} = 0,94 - 0,98$ для ДсИЗ и $\varphi_{\text{и}} = 0,92 - 0,95$ – для дизельных ДВС.

Индикаторный к.п.д. η_i :

$$\eta_i = p_i \cdot l_0 \cdot \alpha / (H_u \cdot \rho_0 \cdot \eta_v), \quad (3.51)$$

При расчете двигателя с наддувом в (3.51) вместо ρ_0 подставлять ρ_k – плотность воздуха в кг/м³ после компрессора.

Индикаторный удельный расход топлива g_i , г/(кВт·ч):

$$g_i = 3600 / (H_u \cdot \eta_i). \quad (3.52)$$

Значения p_i , η_i и g_i для современных автотракторных двигателей на номинальном режиме приведены в таблице 3.8.

Таблица 3.8

Тип двигателя	p_i , МПа	η_i	g_i , г/(кВт·ч)
ДсИЗ с электронным впрыском	0,6 – 1,6	0,35 – 0,45	180 – 230
Карбюраторный ДВС	0,6 – 1,6	0,30 – 0,40	210 – 275
Дизель без наддува	0,7 – 1,1	0,40 – 0,50	170 – 210
Дизель с наддувом	До 2,2	0,40 – 0,50	170 – 210

3.7. Эффективные показатели двигателя

Среднее давление механических потерь p_m , МПа:

$$p_m = a + b \cdot c_{\pi}, \quad (3.53)$$

где «a», «b» – эмпирические константы (коэффициенты), см. таблицу 3.9.;

c_{π} – средняя скорость поршня, м/с; c_{π} можно принять из табл.3.9 или рассчитать по формуле

$$c_{\pi} = S \cdot n_N / (3 \cdot 10^4). \quad (3.54)$$

Для расчета c_{π} предварительно задаются ходом поршня – S . Ход поршня можно принять по двигателю – прототипу проектируемого двигателя или по данным таблицы 3.9.

Таблица 3.9

Тип двигателя	«a»	«b»	c_{π} , м/с	Диаметр цилиндра D, мм	Отношение S/D
ДВС с искровым зажиганием	0,05	0,01 – 0,012	8 – 16	60 – 110	0,85 – 1,10
Дизель (без наддува)	0,08 – 0,010	0,01 – 0,012	6 – 12	70 – 150	1,0 – 1,3

Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i - p_m \quad (3.55)$$

Механический КПД

$$\eta_m = p_e / p_i \quad (3.56)$$

Эффективный КПД

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (3.57)$$

Эффективный удельный расход топлива

$$g_e = g_i / \eta_m \quad (3.58)$$

Значения эффективных показателей автотракторных ДВС на номинальном режиме приведены в таблице 3.10.

Таблица 3.10

Тип двигателя	η_m	η_e	p_e , МПа	g_e , г/(кВт·ч)
Четырехтактные ДсИЗ:				
без наддува	0,80 – 0,85	0,27 – 0,38	1,1 – 1,3	215 – 303
с наддувом	0,80 – 0,90	0,25 – 0,32	1,4 – 1,6	256 – 327
Четырехтактные дизели:				
без наддува	0,70 – 0,80	0,36 – 0,42	0,65 – 0,80	202 – 235
с наддувом	0,78 – 0,88	0,38 – 0,45	До 1,8	188 – 223
Двухтактные дизели	0,70 – 0,85	0,33 – 0,38	0,50 – 0,75	223 – 257

3.8. Основные размеры цилиндра и двигателя

Литраж двигателя V_L , л

$$V_L = 30 \cdot \tau \cdot N_{eN} / (P_e \cdot n_N), \quad (3.59)$$

где τ – число тактов, в учебных проектах $\tau = 4$;

N_{eN} – номинальная мощность двигателя (согласно заданию на проект).

Рабочий объем одного цилиндра V_h , л

$$V_h = V_L / i, \quad (3.60)$$

где i – число цилиндров.

Диаметр цилиндра D , мм

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot S/D}} \quad (3.64)$$

где отношение S/D можно принять по прототипу или по данным таблицы 3.9.

Ход поршня, мм

$$S = D \cdot (S/D) \quad (3.65)$$

Расчетные значения S и D округляют до целых чисел.

По окончательно принятым значениям S и D уточняют основные параметры и показатели двигателя:

– рабочий объем цилиндра V_h , л

$$V_h = \pi \cdot D^2 \cdot S / (4 \cdot 10^6); \quad (3.66)$$

– литраж двигателя V_L , л

$$V_L = V_h \cdot i; \quad (3.67)$$

– площадь поршня F_{Π} , см^2

$$F_{\Pi} = \pi \cdot D^2 / 4; \quad (3.68)$$

– эффективную мощность двигателя N_e , кВт

$$N_e = p_e \cdot V_L \cdot n / (30 \cdot \tau); \quad (3.69)$$

– литровую мощность кВт/л

$$N_L = N_e / V_L; \quad (3.70)$$

– эффективный крутящий момент, Н·м

$$M_e = 30000 \cdot N_e / (\pi \cdot n); \quad (3.71)$$

– часовой расход топлива, кг/ч

$$G_T = N_e \cdot g_e / 1000; \quad (3.72)$$

– среднюю скорость поршня, м/с

$$c_{\Pi} = S \cdot n / 30000. \quad (3.73)$$

Эту среднюю скорость поршня по формуле (3.73) сравнивают с ранее принятой средней скоростью поршня при расчете среднего давления механических потерь (формула 3.53). Расхождение не должно превышать 5%.

3.9. Построение индикаторной диаграммы

Индикаторную диаграмму строят для номинального режима работы двигателя в координатных осях: ось абсцисс – надпоршневой объем « V », ось ординат – термодинамическое давление « p » (МПа). В качестве шкалы

значений откладываемой величины следует использовать координатные оси. Масштаб рекомендуется выбирать с таким расчетом, чтобы получить высоту диаграммы равной 1,2 – 1,7 ее основания. Координатные оси как шкалы значений объема и давления должны быть разделены на графические интервалы координатной сеткой или делительными штрихами. Началом отсчета обоих шкал является 0. Частоту нанесения интервалов координатной сетки или штрихов выбирают с учетом удобства пользования диаграммой и удобства отсчета физических величин («V» и «p») с интерполяцией.

Масштаб давлений рекомендуется выбирать из следующего ряда $M_p = 0,02; 0,025; 0,04; 0,05$ МПа в мм.

Масштаб объема следует выбирать с таким расчетом, чтобы получить высоту диаграммы равной 1,2 – 1,7 ее основания.

Рабочий объем цилиндра V_h известен из расчета по формуле (3.66). За единицу измерения объемов удобнее принять см^3 . Объем камеры сгорания V_c и полный объем цилиндра V_a определяются

$$V_c = V_h / (\varepsilon - 1) \quad (3.74)$$

$$V_a = V_h + V_c \quad (3.75)$$

Для дизельного двигателя дополнительно находят надпоршневой объем в конце расчетного процесса сгорания $V_z, \text{см}^3$

$$V_z = V_c \cdot \rho \quad (3.76)$$

В выбранных масштабах на диаграмме откладывают величины давлений в характерных (расчетных) точках цикла.

При объеме V_c (верхняя мертвая точка – ВМТ): давление выпуска p_r (точка r), расчетное давление сжатия p_c (точка c), расчетное давление конца сгорания p_z – для ДсИЗ (точка z), давление сгорания $p_{z'}$ – для дизеля (точка z').

При полном объеме V_a (нижняя мертвая точка – НМТ): давление выпуска p_a (точка a), расчетное давление в конце расширения p_b (точка b).

Для дизеля дополнительно находится точка z (конец сгорания) при объеме V_z и давлении $p_z = p_{z'}$.

Построение политропных процессов сжатия и расширения следует выполнять аналитическим методом.

Для ДсИЗ вычисляются соответствующие давления (сжатия или расширения) 6 – 8 точек для промежуточных объемов, расположенных между $V_c = V_z$ и $V_a = V_b$.

Расчет выполняется исходя из уравнения политропного процесса $p \cdot V^n = \text{const}$.

Для политропы сжатия промежуточные (текущие) давления определяют

$$P_x = p_a (V_a / V_x)^{n_1}, \quad (3.77)$$

Для политропы расширения давления определяют

$$P_x = p_b (V_b / V_x)^{n_2}, \quad (3.78)$$

где V_x – текущий объем, принимают в пределах от $V_x = V_c$ до $V_x = V_a$. Желательно принимать круглые числа, кратные 10, для более удобного дальнейшего построения диаграммы по расчетным точкам. Вблизи ВМТ точки диаграммы определяют чаще, чтобы выполнить с более высокой точностью последующие динамические построения и расчеты.

Для дизеля расчет давлений в текущих точках политропы сжатия выполняется так же, как и для ДсИЗ по (3.77), принимая текущее давление $V_c \leq V_x \leq V_a$.

Расчет давлений в текущих точках политропы расширения для дизеля выполняется по формуле (3.78), но текущим объемом задаются в пределах $V_{z'} \leq V_x \leq V_a$.

Расчеты следует выполнять в табличной форме и по физическим значениям давлений и объемов в выбранном масштабе по координатным осям находят соответствующие точки и тонкими линиями проводят кривые политропных процессов.

Следующим шагом приближения от расчетного цикла к действительному циклу двигателя является скругление индикаторной диаграммы.

В действительном цикле процесс сгорания начинается до прихода поршня в ВМТ. Поэтому при объеме V_c действительное давление будет выше расчетного на величину повышения давления от сгорания. Начало такого повышения давления в реальном процессе сжатия определяется началом основной фазы сгорания. За начало основной фазы (точка c') можно принять угол в градусах поворота коленчатого вала ($^{\circ}$ ПКВ): для ДсИЗ – $\varphi_{c'} = 20 - 30$ $^{\circ}$ ПКВ до ВМТ; для дизеля – $\varphi_{c'} = 10 - 15$ $^{\circ}$ ПКВ до ВМТ. Объем в точке c' определяется из кинематического выражения для кривошипно-шатунного механизма (КШМ)

$$V_{c'} = V_c + V_h \cdot [(1 - \cos \varphi_{c'}) + \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi_{c'})/4]/2 \quad (3.79)$$

где $\lambda = R/L_{ш}$, R – радиус кривошипа, $L_{ш}$ – длина шатуна. В автотракторных ПДВС используются механизмы с $\lambda = 0,24 - 0,31$. При наличии данных значение λ можно принять по двигателю-прототипу.

Принятое здесь значение λ следует использовать в последующих кинематических и динамических расчетах КШМ двигателя.

К моменту прихода поршня в ВМТ действительное давление примерно на 20% больше расчетного, т.е. $p_{c''} \approx 1,2 \cdot p_c$ (точка c'').

На диаграмме точки c' и c'' соединяют утолщенной кривой линией.

В процессе сгорания изменяется надпоршневой объем, что не учитывалось в расчетном цикле. В ДСИЗ это приводит к расхождению расчетного p_z и действительного p_{zd} давлений примерно на 15% (см. (3.43) – процесс сгорания). Значение p_{zd} откладывают на политропе расширения и полученную точку z_δ соединяют утолщенной кривой с точкой c'' .

В дизеле расчетное давление совпадает с действительным давлением (в пределах точности измерений), т.е. $p_{zd} = p_z$. В этом случае находят среднюю точку изобарного процесса сгорания $z'-z$ и плавной утолщенной кривой соединяют эту точку с точкой c'' и с политропой расширения.

В действительном цикле происходит открытие выпускного клапана до прихода поршня в НМТ (точка v'), что снижает давление в конце расширения (точка v''). Положение точки v'' находится примерно посередине между точками v (расчетная точка конца расширения) и a (расчетная точка конца впуска).

Положение точки v' на политропе расширения определяется по объему

$$V_{v'} = V_c + V_h \cdot [(1 - \cos \varphi_{v'}) + \lambda \cdot (1 - \cos 2\varphi_{v'})/4]/2 \quad (3.80)$$

Угол начала открытия выпускного клапана в °ПКВ от ВМТ

$$\varphi_{v'} = 180 - \varphi_{\text{вып}}, \quad (3.81)$$

где $\varphi_{\text{вып}}$ – угол открытия выпускного клапана в °ПКВ до НМТ, общепринятый при оценке фаз газораспределения.

Найденные таким образом дополнительные точки действительной (скругленной) индикаторной диаграммы соединяют утолщенными плавными кривыми линиями. Примеры построения индикаторной диаграммы приведены в приложении 2.

3.10. Тепловой баланс двигателя

Тепловой баланс двигателя (внешний) представляет распределение тепловой энергии, введенной в ДВС с топливом, за определенный отрезок времени (рассмотрим ниже в кДж за 1 с) и имеет вид

$$Q_o = Q_e + Q_\Gamma + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{нс}} + Q_{\text{ост}}, \quad (3.82)$$

где Q_o – общая теплоты, введенная в двигатель с топливом, равная в кДж/с

$$Q_o = H_u \cdot G_T / 3600, \quad (3.83)$$

где низшая теплота сгорания топлива H_u подставляется в кДж/кг;
 Q_e – теплота, превращенная в эффективную работу, равная в кДж/с

$$Q_e = N_e; \quad (3.84)$$

Q_r – теплота, потерянная с отработавшими газами, равная в кДж/с

$$Q_r = (G_T / 3600) \cdot \left[M_2 \cdot (mC_p'')|_0^{t_r} \cdot t_r - M_1 \cdot (mC_p)|_0^{t_0} \cdot t_0 \right], \quad (3.85)$$

где изобарные мольные теплоемкости определяются по уравнению Майера

$$\begin{aligned} (mC_p'')|_0^{t_r} &= (mC_v'')|_0^{t_r} + 8,315, \\ \text{а } (mC_p)|_0^{t_0} &= (mC_v)|_0^{t_0} + 8,315, \end{aligned} \quad (3.86)$$

где изохорная средняя мольная теплоемкость отработавших газов в интервале температур от 0 до t_r °С – $(mC_v'')|_0^{t_r}$ определяется методом интерполяции по таблицам приложения 3 по заданному α и температуре $t_r = T_r - 273$, а изохорная средняя мольная теплоемкость воздуха в интервале температур от 0 до t_r °С – $(mC_v)|_0^{t_0}$ определяется методом интерполяции по таблицам приложения «В» по температуре $t_0 = T_0 - 273$. При расчете двигателя с наддувом теплоемкость воздуха принимается при температуре после компрессора $t_k = T_k - 273$.

$Q_{охл}$ – теплота, потерянная в среду охлаждения ДВС, можно принять по опытным данным в % от Q_o – 20 – 35%.

$Q_{нс}$ – теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива, равная в кДж/с

$$Q_{нс} = \Delta H_u \cdot G_T / 3600 \quad (3.87)$$

$Q_{ост}$ – неучтенные (прочие) потери теплоты, определяемые как разность

$$Q_{ост} = Q_o - (Q_e + Q_r + Q_{охл} + Q_{нс}). \quad (3.88)$$

Тепловой баланс в относительных единицах (в процентах)

$$100\% = q_e + q_{\Gamma} + q_{\text{охл}} + q_{\text{нс}} + q_{\text{ост}}, \quad (3.89)$$

Составляющие теплового баланса в процентном соотношении определяются: $q_e = 100 \cdot Q_e / Q_o$; $q_{\Gamma} = 100 \cdot Q_{\Gamma} / Q_o$; $q_{\text{охл}} = 100 \cdot Q_{\text{охл}} / Q_o$; $q_{\text{нс}} = 100 \cdot Q_e / Q_o$; $q_{\text{ост}} = 100 \cdot Q_{\text{ост}} / Q_o$.

Составляющие теплового баланса рекомендуется свести в таблицу. На этом тепловой расчет заканчивается.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Луканин, В.Н.* Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов: учебник для вузов / В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др.; под ред. В.Н. Луканина. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 2005. 479 с.: с ил.
2. *Луканин, В.Н.* Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: учебник для вузов / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др.; под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 2005. 400 с.
3. *Луканин, В.Н.* Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 3. Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС: учебник для вузов / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Т.Ю. Кричевская и др.; под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. 2-е изд., перераб. и доп. М.: Высш. шк., 2005. 414 с.
4. Колчин А. И., Демидов В. П. Расчёт автомобильных и тракторных двигателей / Учебное пособие для вузов. 3-е изд., перераб и доп. –М.: Высшая школа, 2003. – 496 с.
5. Автомобильные двигатели / под ред. М.С. Ховаха. М.: Машиностроение, 1977. 592 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания / под. ред. В.Н. Луканина. М.: Высш. шк., 1985. 312 с.

Приложение 1

Приведенные примеры расчета процессов сгорания ДсИЗ и дизеля не являются образцами для оформления курсового проекта. В курсовом проекте следует написать расчетную формулу, пояснить составляющие ее члены. В случае выбора отдельных величин по опытным данным, указать их диапазон изменения и принять желаемое значение.

В приведенных примерах это не делается, так как все изложено в методике теплового расчета.

Основная задача примеров: показать, как решается уравнение сгорания, т.к. это решение вызывает более всего вопросов и чаще всего в нем делаются ошибки.

1. Пример расчета процесса сгорания двигателя с искровым зажиганием

В результате выбора и предыдущих (до процесса сгорания) расчетов имеем следующие параметры и показатели: $\alpha=0,925$; $q_c=0.865$; $q_H=0.135$; $q_{OT}=0$; $H_u=43,3$ МДж/кг = 43300 кДж/кг; $\mu_T=110$ кг/кмол; $L_0=0,504$ кмол/кг;

$M_1=0,475$ кмол.; $K=1,12 \cdot \sqrt{\frac{0,135}{0,865}}=0,442$; $M_{CO}=0,011$ кмол; $M_{CO_2}=0,061$ кмол;

$M_{H_2}=0,005$ кмол; $M_{H_2O}=0,063$ кмол; $M_{N_2}=0,368$ кмол; $M_2=0,508$ кмол; $\mu_0=1,069$; $r_{CO}=0,022$; $r_{CO_2}=0,120$; $r_{H_2}=0,010$; $r_{H_2O}=0,124$; $r_{N_2}=0,724$; $\sum r_i=0,022+0,120+0,010+0,124+0,724=1$; $\gamma_r=0,07$; $T_c=736$ К; $p_c=1,58$ МПа.

Из (3.20) находим потери теплоты от химического недогорания топлива

$$\Delta H_u = 119950 \cdot (1 - 0,92) \cdot 0,504 = 4534,1 \text{ кДж/кг}.$$

По 3.19 определяем теплоту сгорания рабочей смеси

$$H_{\text{раб.см}} = (43300 - 4534,1) / [(0,475 \cdot (1 + 0,07))] = 76273,3 \text{ кДж/кмол}.$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения по (3.30)

$$\mu = (1,069 + 0,07) / (1 + 0,07) = 1,064.$$

Значение коэффициента использования теплоты примем $\xi_z=0.86$.

Средняя изохорная молярная теплоемкость воздуха в интервале температур от 0 до T_c по (3.23) равна

$$\mu_{c_v} \Big|_0^{T_c} = 19,88 + 0,002638 \cdot 736 = 21,822 \text{ кДж/(кмол} \cdot \text{К)}$$

Средние изохорные молярные теплоемкости в интервале температур от 0 до T_c компонентов отработавших газов рассчитаем по эмпирическим формулам (3.24) – (3.28).

Теплоемкость азота

$$\mu_{c_v} \Big|_0^{T_c} N_2 = 19,716 + 0,0025 \cdot 736 = 21,556 \text{ кДж/(кмол} \cdot \text{К)}$$

Теплоемкость диоксида углерода CO_2

$$\mu_{c_v} \big|_0^{T_c} \text{CO}_2 = 27,941 + 0,019 \cdot (736 - 273) - 5,487 \cdot 10^{-6} \cdot (736 - 273)^2 = 35,562 \text{ кДж/(кмол} \cdot \text{К)}$$

Теплоемкость паров воды

$$\mu_{c_v} \big|_0^{T_c} \text{H}_2\text{O} = 23,49 + 0,005359 \cdot 736 = 27,434 \text{ кДж/(кмол} \cdot \text{К)}$$

Теплоемкость оксида углерода

$$\mu_{c_v} \big|_0^{T_c} \text{CO} = 19,88 + 0,002638 \cdot 736 = 21,822 \text{ кДж/(кмол} \cdot \text{К)}$$

Теплоемкость водорода

$$\mu_{c_v} \big|_0^{T_c} \text{N}_2 = 20,684 + 0,000206 \cdot (736 - 273) + 5,88 \cdot 10^{-7} \cdot (736 - 273)^2 = 20,905 \text{ кДж/(кмол} \cdot \text{К)}$$

Средняя изохорная молярная теплоемкость в интервале температур от 0 до T_c смеси отработавших газов по (3.31) в кДж/(кмол·К)

$$\mu_{c_v}'' \big|_0^{T_z} = 0,022 \cdot 21,822 + 0,12 \cdot 35,562 + 0,01 \cdot 20,905 + 0,124 \cdot 27,434 + 0,724 \cdot 21,556 = 23,965$$

Средняя изохорная молярная теплоемкость в интервале температур от 0 до T_c рабочей смеси по (3.21)

$$\mu_{c_v}' \big|_0^{T_c} = (21,822 + 0,07 \cdot 23,965) / (1 + 0,07) = 21,962 \text{ кДж/(кмол} \cdot \text{К)}$$

Средняя молярная изохорная теплоемкость смеси отработавших газов в интервале температур от 0 до T_z по формулам (3.31) – (3.36)

$$\begin{aligned} \mu_{c_v}'' \big|_0^{T_z} = & \Sigma [0,022 \cdot (22,100 + 0,001430 \cdot T_z) + 0,12 \cdot (38,209 + 0,003349 \cdot T_z) + \\ & + 0,01 \cdot (19,198 + 0,001758 \cdot T_z) + 0,124 \cdot (25,458 + 0,004438 \cdot T_z) + \\ & + 0,724 \cdot (21,553 + 0,001457 \cdot T_z)] = 0,486 + 0,000031 \cdot T_z \\ & + 4,585 + 0,000402 \cdot T_z + \\ & + 0,192 + 0,000018 \cdot T_z + 3,157 + 0,000550 \cdot T_z + 15,604 + 0,001055 \cdot T_z \\ = & 24,024 + 0,002056 \cdot T_z \end{aligned}$$

После подстановки в уравнение сгорания (3.17) получим

$$0,86 \cdot 76273,3 + 21,962 \cdot 736 = 1,064 \cdot (24,024 + 0,002056 \cdot T_z) \cdot T_z$$

После преобразований получим квадратичное уравнение вида (3.38)

$$0,002188 \cdot T_z^2 + 25,5615 \cdot T_z - 81759,1 = 0,$$

где $A=0,002188$; $B=25,5615$; $C=81759,1$.

При решении по (3.39) получим T_z в градусах Кельвина

$$T_z = \frac{-25,5615 + \sqrt{25,5615^2 + 4 \cdot 0,002188 \cdot 81759,1}}{2 \cdot 0,002188} = 2614 \text{ К}$$

Давление в конце сгорания по (3.40)

$$p_z = 1,58 \cdot 1,064 \cdot 2614 / 736 = 5,97 \text{ МПа.}$$

Степень повышения давления по (3.42)

$$\lambda = 5,97 / 1,58 = 3,78$$

Действительное давление сгорания $p_{зд}$, по (3.43)

$$p_{зд} \approx 0,85 \cdot 5,97 = 5,07 \text{ МПа.}$$

2. Пример расчета процесса сгорания дизельного двигателя

В результате выбора и предыдущих (до процесса сгорания) расчетов имеем следующие параметры и показатели: $\alpha=1,425$; $\varepsilon=17,4$; $q_C=0,873$; $q_H=0,127$; $q_{OT}=0$; $H_u=42,8$ МДж/кг = 42800 кДж/кг; $L_0=0,498$ кмол/кг; $M_1=0,710$ кмол.; $M_{CO_2}=0,073$ кмол; $M_{H_2O}=0,064$ кмол; $M_{N_2}=0,561$ кмол; $M_{O_2}=0,044$ кмол; $M_2=0,742$ кмол; $\mu_0=1,045$; $r_{CO_2}=0,098$; $r_{H_2O}=0,086$; $r_{N_2}=0,756$; $r_{O_2}=0,059$; $\sum r_i=0,099+0,086+0,756+0,059=1$;

$$\gamma_r=0,04; T_c=880 \text{ К}; p_c=4,36 \text{ МПа.}$$

Потери теплоты от химического недогорания топлива при $\alpha>1$
 $\Delta H_u=0$

По 3.19 определяем теплоту сгорания рабочей смеси

$$H_{\text{раб.см}} = (42800 - 0) / [(0,710 \cdot (1 + 0,045))] = 57685,8 \text{ кДж/кмол.}$$

Действительный коэффициент молекулярного изменения по (3.30)

$$\mu = (1,045 + 0,04) / (1 + 0,04) = 1,043.$$

Значение коэффициента использования теплоты примем $\xi_z=0,76$.

Средняя изохорная мольная теплоемкость воздуха в интервале температур от 0 до T_c по (3.23) равна

$$\mu_{c_v} \Big|_0^{T_c} = 19,88 + 0,002638 \cdot 880 = 22,201 \text{ кДж/(кмол} \cdot \text{К)}$$

Средние изохорные мольные теплоемкости в интервале температур от 0 до T_c компонентов отработавших газов рассчитаем по эмпирическим формулам (3.24) – (3.28).

Теплоемкость азота

$$\mu_{c_v} \Big|_0^{T_c} N_2 = 19,716 + 0,0025 \cdot 880 = 21,916 \text{ кДж/(кмол} \cdot \text{К)}$$

Теплоемкость диоксида углерода CO_2

$$\mu_{c_v} \Big|_0^{T_c} CO_2 = 27,941 + 0,019 \cdot (880 - 273) - 5,487 \cdot 10^{-6} \cdot (880 - 273)^2 = 37,452 \text{ кДж/(кмол} \cdot \text{К)}$$

Теплоемкость паров воды

$$\mu_{c_v} \Big|_0^{T_c} H_2O = 23,49 + 0,005359 \cdot 880 = 28,206 \text{ кДж/(кмол} \cdot \text{К)}$$

Теплоемкость кислорода

$$\mu_{c_v} \Big|_0^{T_c} = 20,93 + 0,004641 \cdot (880 - 273) + 8,4 \cdot 10^{-7} \cdot (880 - 273)^2 = 23,747 \text{ кДж/(кмол} \cdot \text{К)}$$

Средняя изохорная мольная теплоемкость в интервале температур от 0 до T_c смеси отработавших газов по (3.31) в кДж/(кмол·К)

$$\mu_{c_v}'' \Big|_0^{T_c} = 0,756 \cdot 21,916 + 0,098 \cdot 37,452 + 0,086 \cdot 28,206 + 0,059 \cdot 23,747 = 24,066$$

Средняя изохорная мольная теплоемкость в интервале температур от 0 до T_c рабочей смеси по (3.21)

$$\mu c_v' \big|_0^{T_c} = (22,201 + 0,04 \cdot 24,066) / (1 + 0,04) = 22,273 \text{ кДж/(кмол} \cdot \text{К)}$$

Средняя молярная изохорная теплоемкость смеси отработавших газов в интервале температур от 0 до T_z по формулам (3.31) – (3.36)

$$\begin{aligned} \mu c_v'' \big|_0^{T_z} &= \Sigma [0,756 \cdot (21,553 + 0,001457 \cdot T_z) + 0,098 \cdot (38,209 + 0,003349 \cdot T_z) + \\ &+ 0,086 \cdot (25,458 + 0,004438 \cdot T_z) + 0,059 \cdot (23,30 + 0,00155) \cdot T_z] = \\ &= 16,294 + 0,001101 \cdot T_z + 3,744 + 0,000328 \cdot T_z + 2,189 + 0,000382 \cdot T_z + \\ &+ 1,375 + 0,000092 \cdot T_z = 23,602 + 0,001903 \cdot T_z. \end{aligned}$$

Примем степень повышения давления при сгорании $\lambda = 2$.

После подстановки в уравнение сгорания (3.18) получим

$$0,76 \cdot 57685,8 + (22,273 + 8,314 \cdot 2) \cdot 880 = 1,043 \cdot (23,602 + 0,001903 \cdot T_z + 8,314) \cdot T_z.$$

$$\xi_Z \cdot H_{\text{раб.см}} + (\mu c_v' \big|_0^{T_c} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c = \mu \cdot (\mu c_v'' \big|_0^{T_z} + 8,314) \cdot T_z,$$

После преобразований получим квадратичное уравнение вида (3.38)

$$0,001985 \cdot T_z^2 + 33,288 \cdot T_z - 78074,1 = 0,$$

где $A = 0,001985$; $B = 33,288$; $C = 78074,1$.

При решении по (3.39) получим T_z в градусах Кельвина

$$T_z = \frac{-33,288 + \sqrt{33,288^2 + 4 \cdot 0,001985 \cdot 78074,1}}{2 \cdot 0,001985} = 2086 \text{ К}$$

Давление в конце сгорания

$$p_z = 4,36 \cdot 2 = 8,72 \text{ МПа.}$$

Степень предварительного расширения по (3.44)

$$\rho = (1,043/2) \cdot (2086/880) = 1,24$$

Степень последующего расширения по (3.45).

$$\delta = 17,4/1,24 = 14,03$$

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

1. Двигатель с искровым зажиганием ($\epsilon=8,4$)

Пусть в результате теплового расчета имеем: $P_a=0,086$ МПа; $p_c=1,58$ МПа.

$p_z=5,97$ МПа. $p_{зд}=5,07$ МПа; $p_r=0,11$ МПа; $n_1=1,37$; $n_2=1,27$; $p_b=0,40$ МПа;

$$V_h=0,45 \text{ дм}^3=450 \text{ см}^3.$$

Объем камеры сгорания V_c по (3.74)

$$V_c=450/(8,4-1)=60,8 \text{ см}^3$$

Полный объем цилиндра V_a по (3.75)

$$V_a=450+60,8=510,8 \text{ см}^3$$

Расчет политроп сжатия и расширения по (3.77) и (3.78) выполнен в табл. 1.

Таблица 1

Объем V_x , см^3	$V_x = V_c = 60,8$	0	00	50	00	00	00	$V_x = V_a = 510,8$
$P_{xc} = 0,086 \cdot (510,8 / V_x)^{1,37}$, МПа	1,58	,09	,80	,46	,31	,18	,12	,086
$P_{xp} = 0,40 \cdot (510,8 / V_x)^{1,27}$, МПа	5,97	,21	,17	,90	,32	,79	,55	,40

Принимаем масштаб объемов – 4 см^3 в мм, масштаб давлений – $0,025$ МПа в мм.

Действительное давление в конце сжатия

$$p_{c'} \approx 1,2 \cdot 1,58 = 1,90 \text{ МПа}$$

Примем отношение радиуса кривошипа к длине шатуна равным $\lambda=0,26$, начало основной фазы сгорания (точка c') $\varphi_{c'}=25^\circ$ ПКВ до ВМТ. Объем в точке c' по (3.79) равен

$$V_{c'} = 60,8 + 450 \cdot \{(1 - \cos 25) + 0,26 \cdot [1 - \cos(2 \cdot 25)]/4\}/2 = 87,2 \text{ см}^3$$

Примем угол открытия выпускного клапана до НМТ $\varphi_{\text{вып}}=60^\circ$ ПКВ. Угол начала открытия выпускного клапана в $^\circ$ ПКВ от ВМТ по (3.81) $\varphi_{в'}=180-60=120$.

Объем в момент открытия выпускного клапана (положение точки v' на политропе расширения) по (3.80)

$$V_{v'} = 60,8 + 450 \cdot \{(1 - \cos 120) + 0,26 \cdot [1 - \cos(2 \cdot 120)]/4\}/2 = 420,2 \text{ см}^3$$

На основе приведенных расчетных данных на рис.1 построена индикаторная диаграмма.

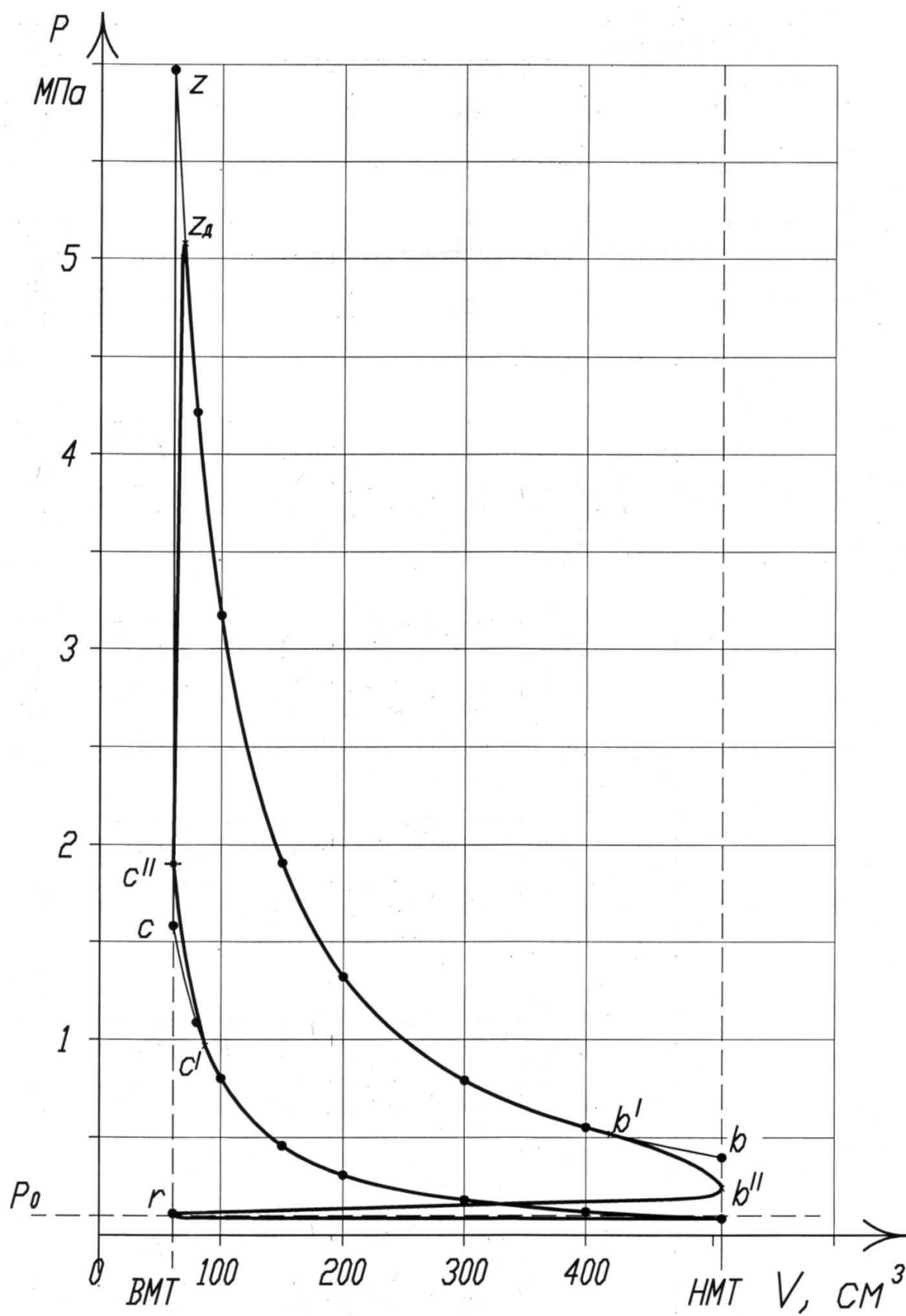


Рис. 1 Индикаторная диаграмма ДсИЗ

2. Дизельный двигатель ($\epsilon=17,4$)

Пусть в результате теплового расчета имеем: $P_a=0,09$ МПа; $p_c=4,36$ МПа.

$p_z=8,72$ МПа; $p_r=0,115$ МПа; $n_1=1,36$; $\rho=1,24$; $\delta=14,03$; $n_2=1,25$; $p_b=0,32$ МПа;

$$V_h=1,4 \text{ дм}^3 = 1400 \text{ см}^3.$$

Объем камеры сгорания V_c по (3.74)

$$V_c=1400/(17,4-1)=85,4 \text{ см}^3$$

Полный объем цилиндра V_a по (3.75)

$$V_a=1400+85,4=1485,4 \text{ см}^3$$

Надпоршневой объем в конце расчетного процесса сгорания

$$V_z=V_c \cdot \rho=85,4 \cdot 1,24=105,9 \text{ см}^3.$$

Расчет политроп сжатия и расширения по (3.77) и (3.78) выполнен в табл. 2

Таблица 2

Объем $V_x, \text{ см}^3$	$V_x = V_c$ = 85,4	$V_x = V_z$ = 105,9	00	00	00	00	100	$V_x = V_a$ = 1485,4
$P_{xc} = 0,09 \cdot (1485,4 / V_x)^{1,36}$, МПа	4,36	3,27	,13	,47	,28	,20	,13	0,09
$P_{xp} = 0,32 \cdot (1485,4 / V_x)^{1,25}$, МПа	8,72	8,72	,92	,65	,99	,69	,47	0,32

Принимаем масштаб объемов – 10 см^3 в мм, масштаб давлений – $0,025$ МПа в мм.

Действительное давление в конце сжатия

$$p_{c'} \approx 1,2 \cdot 4,36 = 5,23 \text{ МПа}$$

Примем отношение радиуса кривошипа к длине шатуна равным $\lambda=0,26$, начало основной фазы сгорания (точка c') $\varphi_{c'}=20^\circ$ ПКВ до ВМТ. Объем в точке c' по (3.79) равен

$$V_{c'} = 85,4 + 1400 \cdot \{(1 - \cos 20) + 0,26 \cdot [1 - \cos(2 \cdot 20)]/4\} / 2 = 138,3 \text{ см}^3$$

Примем угол открытия выпускного клапана до НМТ $\varphi_{\text{вып}}=50^\circ$ ПКВ. Угол начала открытия выпускного клапана в $^\circ$ ПКВ от ВМТ по (3.81) $\varphi_{\text{в}}=180-50=130$.

Объем в момент открытия выпускного клапана (положение точки v' на политропе расширения) по (3.80)

$$V_{v'} = 85,4 + 1400 \cdot \{(1 - \cos 130) + 0,26 \cdot [1 - \cos(2 \cdot 130)]/4\} / 2 = 1288,8 \text{ см}^3$$

Индикаторная диаграмма дизельного двигателя построена на рис. 2

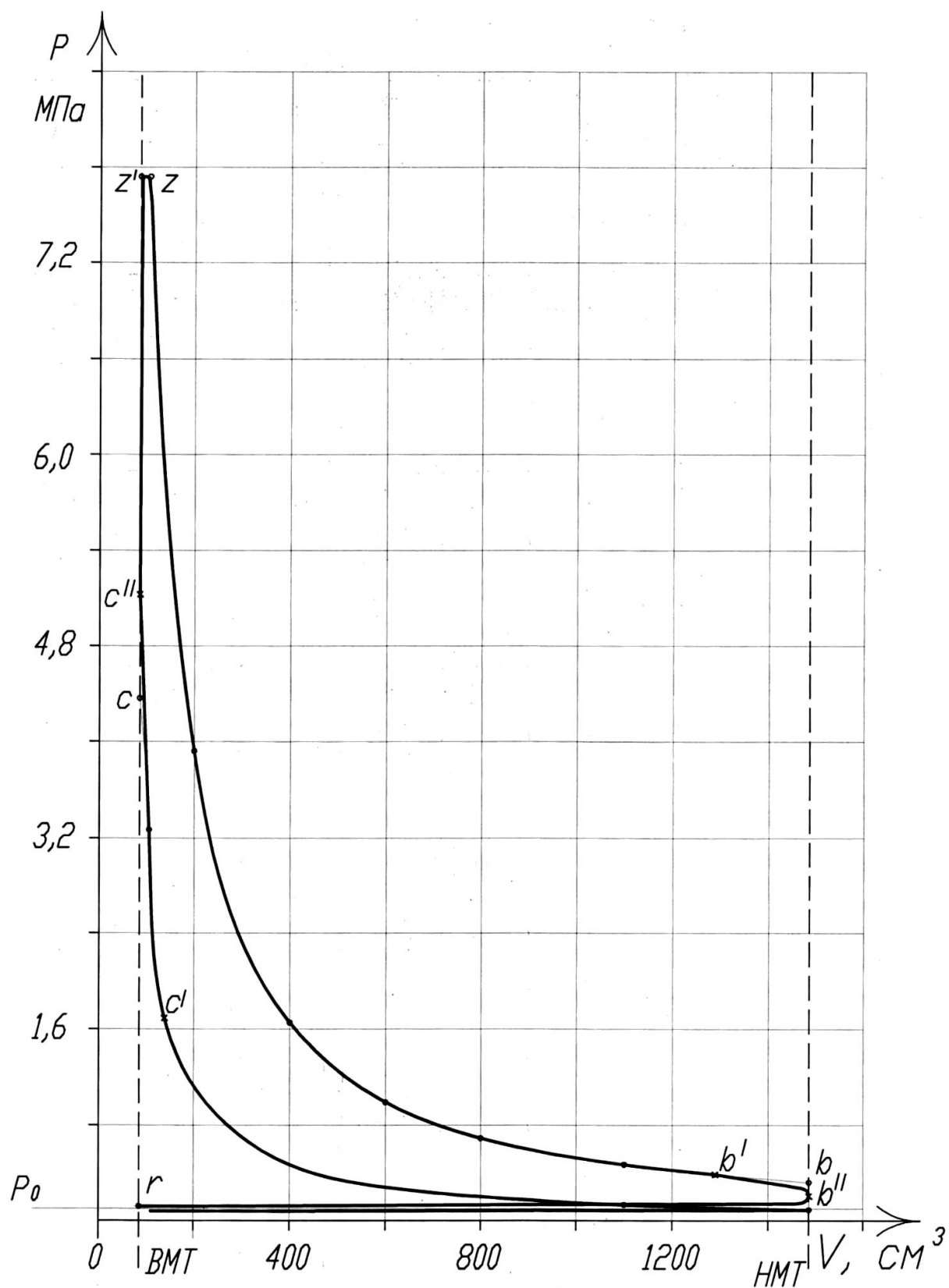


Рис.2 Индикаторная диаграмма дизельного двигателя

Приложение 3

Таблица 1

$t, ^\circ\text{C}$	Средняя молярная теплоемкость отдельных газов при постоянном объеме, кДж/(кмоль·град)						
	воздух	O ₂	N ₂	H ₂	CO	CO ₂	H ₂ O
0	20,759	20,960	20,705	20,303	20,809	27,546	25,185
100	20,839	21,224	20,734	20,621	20,864	29,799	25,428
200	20,985	21,617	20,801	20,759	20,989	31,746	25,804
300	21,207	22,086	20,973	20,809	21,203	33,442	26,261
400	21,475	22,564	21,186	20,872	21,475	34,936	26,776
500	21,781	23,020	21,450	20,935	21,785	36,259	27,316
600	22,091	23,447	21,731	21,002	22,112	37,440	27,881
700	22,409	23,837	22,028	21,094	22,438	38,499	28,476
800	22,714	24,188	22,321	21,203	22,756	39,450	29,079
900	23,008	24,511	22,610	21,333	23,062	40,304	29,694
1000	23,284	24,804	22,882	21,475	23,351	41,079	30,306
1100	23,548	25,072	23,142	21,630	23,623	41,786	30,913
1200	23,795	25,319	23,393	21,793	23,878	42,427	31,511
1300	24,029	25,549	23,627	21,973	24,113	43,009	32,093
1400	24,251	25,763	23,849	22,153	24,339	43,545	32,663
1500	24,460	25,968	24,059	22,333	24,544	44,035	33,211
1600	24,653	26,160	24,251	22,518	24,737	44,487	33,743
1700	24,837	26,345	24,435	22,698	24,917	44,906	34,262
1800	25,005	26,520	24,603	22,878	25,089	45,291	34,756
1900	25,168	26,692	24,766	23,058	25,248	45,647	35,225
2000	25,327	26,855	24,917	23,234	25,394	45,977	35,682
2100	25,474	27,015	25,063	23,410	25,537	46,283	36,121
2200	25,612	27,169	25,202	23,577	25,666	46,568	36,540
2300	25,746	27,320	25,327	23,744	25,792	46,832	36,942
2400	25,871	27,471	25,449	23,908	25,909	47,079	37,331
2566	25,993	27,613	25,562	24,071	26,022	47,305	37,704
2600*	26,120	27,753	25,672	24,234	26,120	47,515	38,060
2700*	26,250	27,890	25,780	24,395	26,212	47,710	38,395
2800*	26,370	28,020	25,885	24,550	26,300	47,890	38,705

при 2600, 2700 и 2800⁰С подсчитана методом экстраполяции,

*Теплоемкость

Таблица 2

, °C	Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), бензина при α											
	,70	,75	,80	,85	,90	,95	,00	,05	,10	,15	,20	,25
00	1,683	1,786	1,880	1,966	2,046	2,119	2,187	2,123	2,065	2,011	1,962	1,916
00	1,092	2,031	2,149	2,257	2,356	2,448	2,533	2,457	2,388	2,325	2,266	2,216
00	2,140	2,292	2,431	2,559	2,676	2,784	2,885	2,796	2,722	2,650	2,584	2,523
00	2,445	2,618	2,776	2,921	3,055	3,173	3,293	3,200	3,115	3,036	2,964	2,898
00	2,777	2,968	3,143	3,303	3,450	3,586	3,712	3,613	3,521	3,437	3,360	3,289
00	3,138	3,345	3,534	3,707	3,867	4,014	4,150	4,045	3,948	3,859	3,777	3,702
00	3,507	3,727	3,929	4,113	4,284	4,440	4,586	4,475	4,373	4,280	4,193	4,114
00	3,882	4,115	4,328	4,523	4,702	4,868	5,021	4,905	4,798	4,700	4,610	4,527
00	4,249	4,493	4,715	4,919	5,107	5,280	5,441	5,319	5,208	5,106	5,012	4,925
000	4,608	4,861	5,092	5,304	5,500	5,680	5,847	5,720	5,604	5,498	5,400	5,309
100	4,949	5,211	5,449	5,668	5,870	6,056	6,229	6,098	5,977	5,867	5,766	5,672
200	5,276	5,545	5,791	6,016	6,224	6,415	6,593	6,457	6,333	6,219	6,114	6,016
200	5,590	5,866	6,118	6,349	6,562	6,758	6,940	6,800	6,672	6,554	6,446	6,345
400	5,887	6,168	6,426	6,662	6,879	7,080	7,265	7,121	6,989	6,868	6,757	6,653
500	6,099	6,456	6,719	6,959	7,180	7,385	7,574	7,426	7,291	7,166	7,051	6,945
600	6,436	6,728	6,995	7,240	7,465	7,673	7,866	7,714	7,575	7,447	7,330	7,221

700	6,685	6,982	7,253	7,501	7,729	7,941	8,136	7,981	7,836	7,708	7,588	7,477
800	6,924	7,225	7,499	7,751	7,983	8,197	8,395	8,236	8,091	7,958	7,835	7,722
900	7,147	7,451	7,728	7,983	8,218	8,434	8,634	8,473	8,324	8,188	8,063	7,948
000	7,359	7,667	7,948	8,205	8,442	8,661	8,863	8,698	8,548	8,409	8,282	8,164
100	7,559	7,870	8,153	8,413	8,652	8,873	9,078	8,910	8,757	8,616	8,487	8,367
200	7,752	8,065	8,351	8,613	8,854	9,077	9,283	9,113	8,958	8,815	8,684	8,562
300	7,935	8,251	8,539	8,803	9,046	9,270	9,478	9,306	9,148	9,004	8,870	8,747
400	8,104	8,422	8,712	8,978	9,223	9,449	9,658	9,484	9,324	9,177	9,042	8,917
500	8,268	8,588	8,879	9,147	9,394	9,621	9,832	9,655	9,494	9,345	9,209	9,082
600	8,422	8,744	9,037	9,305	9,553	9,782	9,993	9,815	9,652	9,502	9,364	9,236
700	8,570	8,892	9,187	9,458	9,706	9,936	0,149	9,969	9,804	9,653	9,513	9,384
800	8,711	9,036	9,332	9,604	9,854	0,085	0,298	0,116	9,950	9,797	9,657	9,527
	8,847	9,173	9,470	9,743	9,994	0,226	0,440	0,257	0,090	9,936	9,794	9,663

Таблица 3

, °C	Средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания, кДж/(кмоль·град), бензина при α											
		,1	,2	,3	,4	,5	,6	,8	,0	,2	,4	,6
00	2,184	2,061	1,958	1,870	1,794	1,728	1,670	1,572	1,493	1,428	1,374	1,328
00	2,545	2,398	2,275	2,169	2,078	1,999	1,929	1,812	1,717	1,640	1,574	1,519
00	2,908	2,742	2,602	2,482	2,379	2,289	2,210	2,077	1,970	1,882	1,808	1,745
00	3,324	3,142	2,989	2,858	2,745	2,647	2,560	2,415	2,300	2,202	2,121	2,052
00	3,750	3,554	3,390	3,249	3,128	3,022	2,930	2,774	2,648	2,544	2,457	2,384
00	4,192	3,985	3,811	3,662	3,533	3,421	3,322	3,157	3,023	2,914	2,822	2,743
00	4,631	4,413	4,229	4,073	3,937	3,819	3,716	3,541	3,401	3,285	3,188	3,106
00	5,069	4,840	4,648	4,484	4,342	4,218	4,109	3,927	3,780	3,659	3,557	3,471
00	5,490	5,251	5,050	4,879	4,731	4,602	4,448	4,298	4,144	4,018	3,912	3,822
000	5,896	5,648	5,439	5,261	5,107	4,973	4,855	4,657	4,487	4,366	4,256	4,162
100	6,278	6,021	5,804	5,620	5,460	5,321	5,199	4,993	4,828	4,692	4,578	4,481
200	6,641	6,375	6,151	5,960	5,795	5,652	5,525	5,313	5,142	5,001	4,883	4,783
200	6,987	6,713	6,482	6,286	6,116	5,967	5,837	5,618	5,442	5,296	5,175	5,071
400	7,311	7,029	6,792	6,589	6,415	6,262	6,128	5,903	5,722	5,572	5,447	5,341
500	7,918	7,328	7,085	6,877	6,698	6,541	6,404	6,173	5,986	5,833	5,705	5,596
600	7,907	7,610	7,361	7,148	6,965	6,805	6,664	6,427	6,237	6,080	5,948	5,836
	8,175	7,873	7,618	7,400	7,212	7,049	6,905	6,663	6,468	6,308	6,173	6,059

700	8,432	8,123	7,863	7,641	7,449	7,282	7,135	6,888	6,690	6,526	6,389	6,272
800	8,669	8,354	8,089	7,863	7,668	7,497	7,348	7,096	6,894	6,727	6,587	6,469
900	8,895	8,575	8,305	8,076	7,877	7,704	7,552	7,296	7,090	6,921	6,781	6,658
000	9,107	8,782	8,508	8,275	8,073	7,898	7,743	7,483	7,274	7,102	6,958	6,835
100	9,310	8,980	8,703	8,466	8,262	8,083	7,926	7,663	7,451	7,276	7,130	7,005
200	9,503	9,169	8,888	8,648	8,441	8,260	8,101	7,834	7,619	7,442	7,294	7,168
300	9,680	9,342	9,057	8,815	8,605	8,422	8,261	7,991	7,774	7,595	7,444	7,317
400	9,851	9,510	9,222	8,976	8,764	8,580	8,471	8,144	7,924	7,743	7,591	7,462
500	0,011	9,666	9,375	9,127	8,913	8,726	8,562	8,286	8,064	7,881	7,728	7,598
600	0,164	9,816	9,523	9,272	9,056	8,868	8,702	8,424	8,199	8,015	7,860	7,729
700	0,311	9,960	9,664	9,412	9,194	9,004	8,837	8,557	8,331	8,144	7,988	7,856
800	0,451	0,097	9,799	9,546	9,326	9,135	8,966	8,684	8,456	8,269	8,111	7,978