

2. Королев В. И. Тренажерная подготовка судовых механиков. Тренажерная подготовка вахтенных механиков с использованием тренажера машинного отделения / В. И. Королев, А. Г. Таранин. — Новороссийск: МГА им. адм. Ф. Ф. Ушакова, 2011. — Ч. 2. — 308 с.

УДК 621.436

А. В. Тузов,
д-р техн. наук, профессор,
ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ ПО ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЕ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

DEFINITION OF PARAMETERS OF THE THERMAL EMISSION UNDER THE EXPERIMENTAL DISPLAY DIAGRAM OF THE DIESEL ENGINE

Основываясь на характере генерации активных центров в цепных реакциях, процесс сгорания описан с помощью кинетики цепных взаимодействий, предложенных академиком Н. Н. Семеновым. Используя этот механизм, в статье приводится методика определения основных характеристик сгорания: показателя сгорания m и условной продолжительности сгорания φ_z по индикаторной диаграмме дизельного двигателя.

Being based on character of generation of the active centers in chain reactions, combustion process is described with the help of kinetics of the chain interactions, offered by academician N. N. Semenov. Using this mechanism, article shows the technique of definition of the basic characteristics of combustion: an indicator of combustion and conditional duration of combustion by the display diagram of the diesel engine.

Ключевые слова: тепловыделение, индикаторная диаграмма, продолжительность сгорания.

Key words: thermal emission, the display diagram, duration of combustion.



ЗВЕСТНО, что сгорание определяется либо кинетическими процессами, либо диффузионными. Сгорание во всех его фазах является комплексом сложных взаимодействующих физико-химических процессов. В основе этого комплекса лежит химическая реакция топлива с кислородом воздуха.

Сгорание, как результат экзотермической химической реакции, определяется простыми термохимическими уравнениями, которые дают возможность определить теоретически необходимое количество воздуха для сгорания заданного количества топлива, а также состав и объем продуктов сгорания. Однако эти уравнения не дают представления о динамике процесса сгорания.

Процесс сгорания может быть описан, если в основу кинетики положить цепные взаимодействия, предложенные академиком Н. Н. Семеновым. В основе этого учения лежит представление о том, что превращение веществ (топливо и кислород воздуха) в процессе реакции проходит через ряд стадий, в которых образуются химически активные вещества, интенсивно взаимодействующие как с исходными веществами, так и друг с другом.

Промежуточные химически активные вещества называются активными центрами с одной или двумя свободными валентностями. Основываясь на характере генерации активных центров в цепных реакциях, очевидно, что количество активных центров dn за время dt связано с количеством сгоревшего за это время топлива dM , то есть $dM = Kdn$.

Скорость выгорания топлива и скорость генерации активных центров связаны между собой зависимостью

$$\frac{dM}{dt} = -K \frac{dn}{dt}, \quad (1)$$

где K — коэффициент пропорциональности.

Отсюда видно, что скорость выгорания топлива пропорциональна скорости образования активных центров. Введем понятие «относительная плотность активных центров»:

$$\rho = \frac{dn}{dt \cdot M}, \quad (2)$$

которое представляет собой скорость генерации активных центров в единице массы исходного топлива. Относительное изменение массы топлива при его сгорании связано с относительной плотностью активных центров соотношением

$$\frac{dM}{M} = -K\rho dt. \quad (3)$$

На рис. 1, *а* приведен характер изменения скорости сгорания активных центров, выгорания массы топлива — рис. 1, *б* и относительной плотности активных центров по времени — рис. 1, *в* — в камере сгорания двигателя.

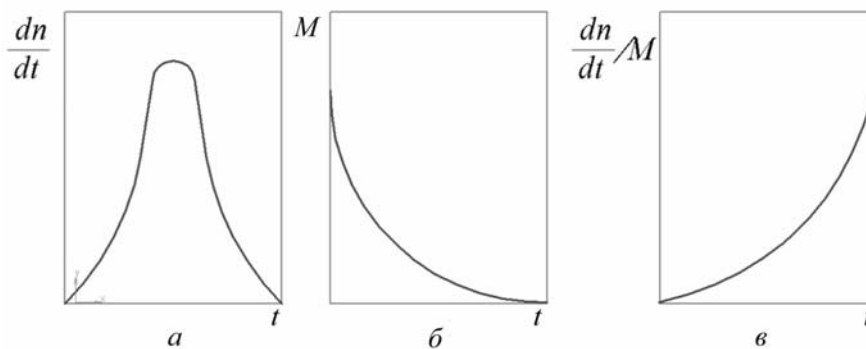


Рис. 1. Плотность генерации активных центров

Анализируя приведенные зависимости, видно, что в начальный момент времени (при $t = 0$) величина $\frac{dn}{dt}$ бесконечно мала, а исходная масса велика, то есть $\rho = \frac{dn}{dt \cdot M} = 0$. В конце процесса сгорания топливо уже израсходовано, то есть $M \rightarrow 0$, а величина $\frac{dn}{dt}$ еще не равна нулю (активные центры пока не исчезли). Таким образом, при $t \rightarrow t_{\max}$ относительная плотность активных центров $\rho = \frac{dn}{dt \cdot M} \rightarrow \infty$ резко возрастает.

Зависимость $\rho = f(t)$ может быть аппроксимирована выражением

$$\rho = ct^m, \quad (4)$$

где c — множитель пропорциональности, m — показатель степени.

Естественно, что c и m — эмпирические коэффициенты.

Подставляя в уравнение (3) вместо ρ выражение (4) получим

$$\frac{dM}{M} = -Kct^m dt. \quad (5)$$

Проинтегрируем его от начала сгорания $t = 0$ до текущего момента времени t :

$$\int_{M_0}^M \frac{dM}{M} = -Kc \int_0^t t^m dt,$$

где M_0 — масса топлива в начале сгорания при $t = 0$.

В результате интегрирования получим

$$\ln \frac{M}{M_0} = -\frac{Kc}{m+1} \cdot t^{m+1}. \quad (6)$$

Потенцируя, получаем

$$\frac{M}{M_0} = e^{-\frac{Kc}{m+1} t^{m+1}}. \quad (7)$$

Величина $\frac{M}{M_0} < 1$. Отнимем от единицы правую и левую части выражения (7). Имея в виду,

что $1 - \frac{M}{M_0} = \frac{M_0 - M}{M_0}$ представляет собой относительную долю сгоревшего топлива к моменту времени t , обозначим ее за x , тогда

$$x = 1 - e^{-\frac{Kc}{m+1} t^{m+1}}. \quad (8)$$

Формула (8) описывает динамику сгорания топлива в двигателе. Однако практическое использование ее затруднено из-за отсутствия знания постоянных коэффициентов K и c .

Преобразуем эту формулу при условии $t \rightarrow \infty$. В этом случае $x \rightarrow 1$, то есть топливо полностью выгорает, но при действительной длительности процесса t_z топливо выгорает в количестве x_z , которое всегда несколько меньше единицы.

Перепишем уравнение (8) для двух моментов времени, соответственно равных t и t_z :

$$1 - x = e^{-\frac{Kc}{m+1} t^{m+1}},$$

$$1 - x_z = e^{-\frac{Kc}{m+1} t_z^{m+1}}. \quad (9)$$

Логарифмируя его и почленно деля результат, получим

$$\frac{\ln(1-x)}{\ln(1-x_z)} = \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1}. \quad (10)$$

Уравнение (8) показывает, что процесс выгорания топлива носит экспоненциальный характер. Пусть t_z соответствует величине $x_z = 0,999$, тогда: $\ln(1 - x_z) = \ln(1 - 0,999) = -6,908$.

Подставляя в выражение (10) вместо $\ln(1 - x_z)$ и потенцируя результат, получим уравнение

$$x = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{t}{t_z} \right)^{m+1}}, \quad (11)$$

полученное профессором И. И. Вибе для выгорания топлива в двигателе [1]. В этом уравнении m — показатель процесса сгорания, t_z — условная продолжительность сгорания топлива.

Формула Вибе формально отражает кинетику сгорания топлива, то есть основывается на представлениях о скорости генерации активных центров при цепном механизме реакции. Для ее дальнейшего использования целесообразно заменить в ней время t на угол поворота коленчатого

вала, отсчитываемый от точки начала видимого сгорания, то есть от $t = \frac{\varphi}{6n}$, тогда

$$x = 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1}}, \quad (12)$$

где φ , φ_z — соответственно текущая и условная длительности процесса сгорания топлива, выраженные в углах поворота коленчатого вала от начала видимого сгорания.

Дифференцируя уравнение (12), получим выражение для относительной скорости сгорания топлива:

$$W = \frac{dx}{d\left(\frac{t}{t_z}\right)} = 6,908(m+1) \left(\frac{t}{t_z}\right)^m \cdot e^{6,908 \left(\frac{t}{t_z}\right)^{m+1}}. \quad (13)$$

С учетом недостаточной достоверности механизма цепных реакций в процессе сгорания сложного углеводородного топлива определение основных характеристик сгорания m и φ_z возможно только экспериментальным путем. Используя индикаторную диаграмму $p = f(\varphi)$, полученную экспериментальным путем, можно определить указанные основные характеристики сгорания. Для этого выделим в индикаторной диаграмме зависимость выгорания топлива вида $x = f(\varphi)$. Здесь представляет интерес часть процесса, а именно от начала видимого сгорания до открытия выпускных клапанов, где он протекает при $M = \text{const}$.

Для элементарного объема перемещения поршня выражение первого закона термодинамики запишем в виде

$$dQ = Mdu + pdv + dQ_w, \quad (14)$$

где dQ — элементарное количество подведенной теплоты;
 du — изменение удельной внутренней энергии рабочего тела;
 p — давление рабочего тела;
 dv — изменение рабочего объема цилиндра;
 dQ_w — элементарное количество теплоты, отведенной от рабочего тела.

При сгорании цикловой подачи $q_{\text{ц}}$ выделяется теплота:

$$dQ = q_{\text{ц}} \cdot Q_{\text{H}} \cdot dx, \quad (15)$$

где dx — элементарная доля сгоревшего топлива.

Если считать, что рабочее тело в цилиндре обладает свойствами идеального газа, $PV = MRT$, а $du = C_v dT$, то, подставляя в (14) выражение (15) и разделив правую и левую части полученного уравнения на внутреннюю энергию рабочего тела, получим

$$\frac{q_{\text{ц}} \cdot Q_{\text{H}} \cdot dx}{M \cdot C_v \cdot T} = \frac{M \cdot C_v \cdot dt}{M \cdot C_v \cdot T} + \frac{P \cdot dv}{M \cdot C_v \cdot T} + \frac{dQ_w}{M \cdot C_v \cdot T}. \quad (16)$$

Учитывая, что $pdV = (K-1) \frac{dv}{v}$, получаем

$$\frac{dT}{T} = \frac{1}{M \cdot C_v \cdot T} \cdot (q_{\text{ц}} \cdot Q_{\text{H}} dx - dQ_w) - (K-1) \frac{dv}{v}. \quad (17)$$

Выражая относительное изменение параметров состояния из характеристического уравнения, получим

$$\frac{dT}{T} = \frac{dP}{P} + \frac{dv}{v}. \quad (18)$$

Сопоставляя уравнения (17) (18) и решая их относительно $\frac{dx}{d\varphi}$, найдем

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{M \cdot C_v \cdot T}{q_{\text{ц}} Q_{\text{н}}} \left(\frac{d \ln P}{d\varphi} + K \frac{d \ln v}{d\varphi} + \frac{1}{M \cdot C_v \cdot T} \cdot \frac{dQ_w}{d\varphi} \right), \quad (19)$$

где $\frac{dx}{d\varphi}$ — скорость сгорания топлива;

$\left(\frac{d \ln P}{d\varphi} \right) = \frac{dP}{P d\varphi}$ — скорость изменения относительного давления;

$\left(\frac{d \ln v}{d\varphi} \right) = \frac{dv}{v d\varphi}$ — скорость изменения относительного объема.

Отсюда скорость теплоотвода от рабочего тела $\frac{dQ_w}{d\varphi}$ равна

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \frac{\alpha F (T - T_w) d\varphi}{6n d\varphi} = \frac{\alpha(\varphi) \cdot F(\varphi) \cdot [T(\varphi) - T_w]}{6n}, \quad (20)$$

где $\alpha(\varphi)$ — значение коэффициента теплоотдачи, осредненное по мгновенной тепловоспринимающей поверхности $F(\varphi)$;

$T(\varphi)$ — температура рабочего тела;

T_w — температура поверхностей камеры сгорания;

n — частота вращения коленчатого вала.

Величины M и $q_{\text{ц}}$ измеряются непосредственно на стенде, так как представляют собой воздушный заряд и цикловую подачу топлива. Низшая теплота сгорания $Q_{\text{н}}$ определяется маркой топлива.

На основе кинематики кривошипно-шатунного механизма вычисляется величина $\left(\frac{d \ln v}{d\varphi} \right)$.

Обрабатывая индикаторную диаграмму с использованием характеристического уравнения, находим $T(\varphi) = \frac{P(\varphi) \cdot V(\varphi)}{MRT}$, что позволяет однозначно определить истинное значение изохорной теплоемкости C_v и показателя адиабаты K .

Имея индикаторную диаграмму в виде кривой $P = f(\varphi)$ или в табличной форме, находим относительную скорость изменения давления в цилиндре: $\left(\frac{d \ln v}{d\varphi} \right)$.

Для решения дифференциального уравнения (19) необходимо сформулировать начальные условия. В начале видимого горения (в точке отрыва кривой горения от кривой сжатия) известны φ_0 , P_0 , T_0 , при этом $x = 0$, а $\varphi = \varphi_0$.

Численно интегрируя уравнение (19) методом Рунге–Кутты, находим зависимость выгорания топлива $x = f(\varphi)$.

Таким образом, экспериментальным путем получена кривая выгорания топлива как функция угла поворота коленчатого вала, которая позволяет вычислить характеристики горения: условную продолжительность сгорания φ_z и показатель сгорания m . Последнее дает возможность сделать некоторые обобщения и установить закономерности, связанные с выделением теплоты при сгорании топлива. Для решения этой задачи используем уравнение (11). Преобразуем его и прологарифмируем

$$\ln(1 - x) = -6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right)^{m+1}, \quad (21)$$

после преобразования получим

$$-\frac{\ln(1-x)}{6,908} = \left(\frac{\varphi}{\varphi_z}\right)^{m+1}. \quad (22)$$

После вторичного логарифмирования:

$$\lg \left[-\frac{\ln(1-x)}{6,908} \right] = (m+1) \cdot \lg \left(\frac{\varphi}{\varphi_z} \right). \quad (23)$$

Представим полученное выражение в виде

$$\frac{1}{m+1} \cdot \lg \left[-\frac{\ln(1-x)}{6,908} \right] = \lg \varphi - \lg \varphi_z. \quad (24)$$

Величина, стоящая в квадратных скобках, есть функция доли выгоревшего топлива x . Обозначим ее как $X = \lg \left[-\frac{\ln(1-x)}{6,908} \right]$ и соответственно обозначим $Y = \lg \varphi$ и $Y_z = \lg \varphi_z$, тогда

$$Y = Y_z + \frac{1}{m+1} \cdot X. \quad (25)$$

В итоге получаем уравнение прямой, где множитель $\frac{1}{m+1}$ представляет собой угловой коэффициент (рис. 2).

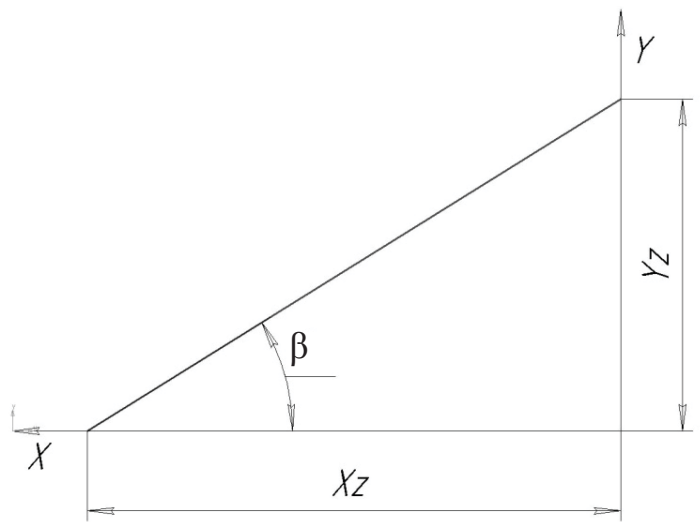


Рис. 2. Уравнение прямой

Отрезки X_z и Y_z фиксируются на осях координат. В этом случае

$$\frac{1}{m+1} = \operatorname{tg} \beta \operatorname{tg} \frac{Y_z}{X_z}, \quad (26)$$

откуда

$$m = \frac{X_z}{Y_z}, \quad Y_z = \lg \varphi_z \quad \text{и} \quad \varphi_z = 10^{Y_z}. \quad (27)$$

Таким образом, используя экспериментально полученную индикаторную диаграмму $P = f(\varphi)$, определяем условную продолжительность сгорания φ_z и показатель характеристики сгорания m . Однако они свойственны только той форме камеры сгорания и режиму работы двигателя, на котором была получена индикаторная

диаграмма. Изменение режима работы, конструкции камеры сгорания и даже топливоподачи приводит и к изменению этих показателей.

Следует отметить, что в дизелях скорость протекания химических процессов выше скорости физических процессов, поэтому вначале сгорает порция топлива, подготовленная за время задержки самовоспламенения, следовательно, развитие реакции сгорания подчиняется законам кинетики. После выгорания первичной порции топлива скорость протекания реакции сдерживается скоростью диффузии парообразных компонентов топлива, что подтверждает и эксперимент. На рис. 3 приведен типичный график скорости сгорания дизеля.

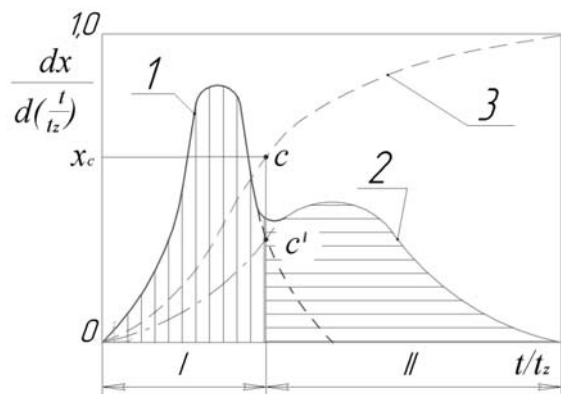


Рис. 3. График тепловыделения

раничивается скоростью диффузии реагирующих веществ. Процесс сгорания в этой фазе характерен тем, что здесь смесеобразование имеет чисто диффузионную (и турбулентную) природу, поэтому скорость реакции окисления сдерживается этим фактором. Относительная доля топлива, сгорающая в этой фазе, составляет величину $1 - X_c$ (см. рис. 3).

Описание скорости сгорания как первого, так и второго участков тепловыделения допустимо с помощью формулы Вибе. Однако следует помнить о различной природе этих процессов.

Результирующую кривую скорости выгорания топлива можно представить как сумму двух кривых 1 и 2 (см. рис. 3). Кривая 1 физически имеет место от $\left(\frac{t}{t_z}\right) = 0$ до $\left(\frac{t}{t_z}\right)_c$, далее она фиктивна.

И наоборот, кривая 2 в обозначенных пределах фиктивна и, начиная от $\left(\frac{t}{t_z}\right) > \left(\frac{t}{t_z}\right)_c$, действительна.

Интеграл этих кривых дает характеристику тепловыделения в цикле 3. Перестроим ее в логарифмическую анаморфозу, где $X = \lg \left[-\frac{\ln(1-x)}{6,908} \right]$; $Y = \lg \varphi$.

Каждой фазе сгорания в координатах X – Y соответствует своя прямая (рис. 4).

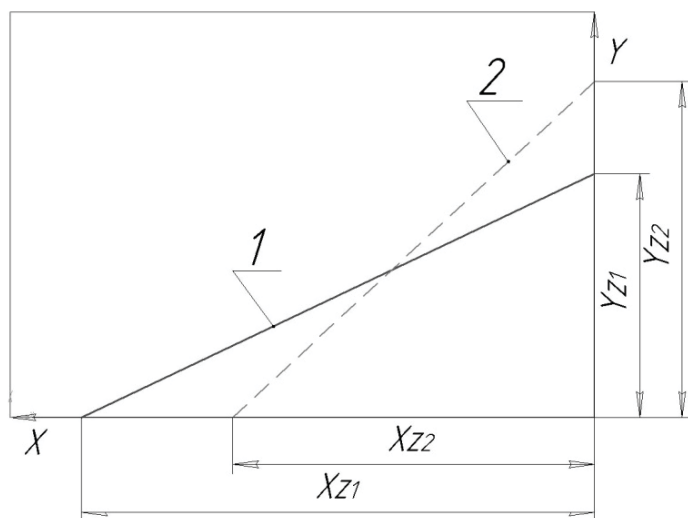


Рис. 4. Уравнение прямой линии для I и II фаз сгорания

В отличие от сгорания гомогенных систем в цилиндрах карбюраторных и газовых двигателей, где кривая скорости выделения теплоты характеризуется одним максимумом, у дизелей их два. Природа первого максимума объясняется исключительно кинетическим механизмом сгорания: происходит сгорание уже подготовленной топливовоздушной смеси, которая образовалась при испарении топливного факела в процессе продвижения его по камере сгорания. Относительная доля топлива, сгоревшего в первой фазе, соответствует точке C на кривой 3. Второй максимум учитывает сгорание испарившихся капель топлива в камере сгорания, где скорость кинетических реакций ог-

Обозначим параметры, относящиеся к первому участку, индексом 1, ко второму — индексом 2:

$$Y_1 = Y_{z1} + \frac{1}{m+1} \cdot X_1, \quad (28)$$

$$Y_2 = Y_{z2} + \frac{1}{m+1} \cdot X_2.$$

Таким образом представляется возможным вычислить характеристики сгорания:

$$m_1 = \frac{X_{z1}}{Y_{z1}} - 1, \quad \varphi_{z1} = 10^{Y_{z1}}, \quad (29)$$

$$m_2 = \frac{X_{z2}}{Y_{z2}} - 1, \quad \varphi_{z2} = 10^{Y_{z2}}.$$

Пересечение зависимостей 1 и 2 (см. рис. 3) дает точку C — границу раздела I и II фаз сгорания, определим ее.

Если

$$\begin{aligned} x_1 &= 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_{z1}} \right)^{m+1}}, \\ x_2 &= 1 - e^{-6,908 \left(\frac{\varphi}{\varphi_{z2}} \right)^{m+1}}, \end{aligned} \quad (30)$$

то в общей точке C выполняется условие $1 - X_1 = 1 - X_2$.

Решая совместно уравнения (30) относительно φ_C , получим

$$\varphi_C = \exp \left[\frac{(m+1) \ln \varphi_{z1} - (m_2+1) \ln \varphi_{z2}}{m_1 - m_2} \right]. \quad (31)$$

Итак, получена возможность, используя данные эксперимента, описать процесс выделения теплоты при сгорании гетерогенных смесей в дизеле.

Список литературы

1. *Вибе И. И.* Теория двигателей внутреннего сгорания: конспект лекций / И. И. Вибе. — Челябинск, 1974. — 252 с.
2. *Дьяченко Н. Х.* Теория двигателей внутреннего сгорания / Н. Х. Дьяченко. — Л.: Машиностроение, 1974. — 552 с.
3. *Петриченко Р. М.* Конвективный теплообмен в поршневых машинах / Р. М. Петриченко, М. Р. Петриченко. — Л.: Машиностроение, 1979. — 233 с.
4. *Свиридов Ю. Б.* Топливо и топливоподача автотракторных дизелей / Ю. Б. Свиридов [и др.]. — Л.: Машиностроение, 1979. — 248 с.