

УДК 621.431.74.016

Б.И. Руднев, О.В. ПовалихинаДальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б**РАДИАЦИОННЫЙ ТЕПЛООБМЕН В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО
ДВИГАТЕЛЯ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЕГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК**

Проанализированы особенности процесса радиационного теплообмена в камере сгорания дизельного двигателя и предложены зависимости для определения его энергетических характеристик на стадии проектирования.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, камера сгорания, температура пламени, степень черноты пламени.*

B.I. Rudnev, O.V. Povalikhina**RADIATIVE HEAT TRANSFER IN DIESEL ENGINE COMBUSTION CHAMBER
AND DEFINITION OF THE ENERGY PARAMETERS**

Radiative heat transfer in diesel engine combustion chamber analyzed and formulaes when designing of period are given.

Key words: *diesel engine, combustion chamber, temperature of flame, degree of flame blackness.*

Исследования радиационного теплообмена в настоящее время характеризуются использованием совершенных математических моделей [1, 2, 3] и сложной измерительной аппаратуры [4, 5]. В основе математических моделей лежит зональный метод расчета радиационного теплообмена в различных энергетических установках и его модификации применительно к камере сгорания дизелей. В отношении условий применения зонального метода для расчета локальных радиационных тепловых потоков в камере сгорания дизелей считаем необходимым отметить следующее. Известно, что процесс сгорания в цилиндре дизеля носит турбулентный характер, т.е. рабочее тело участвует в течении с наличием химических реакций (в данном случае экзотермических). Д.Б. Сполдинг [6] отмечает, что в этом случае возникают дополнительные сложности: если требуется предсказать поведение пламени (а иначе едва ли можно рассчитывать интенсивность теплообмена), необходимо решать дифференциальные уравнения, по крайней мере, для некоторых конкретных компонентов.

Существует один случай, когда можно получить вполне удовлетворительные результаты, решая всего одно дополнительное уравнение для концентрации какого-либо химически нейтрального компонента (например, азота) или для массовой доли какого-либо химического элемента (независимо от того, в каких соединениях он связан), топлива (независимо от того, прореагировало оно или нет). В этом случае топливо вводится отдельным от окислителя потоком; реагирующая способность топлива такова, что оно сгорает сразу же, как приходит в контакт с окислителем; течение является полностью турбулентным. Такой случай обычно реализуется в топках и другом нагревательном оборудовании, и он сравнительно легко поддается расчету, поскольку имеется всего одно дополнительное дифференциальное уравнение, которое к тому же не имеет источникового члена. Однако большинство химических реакций протекает в виде последовательности промежуточных стадий, поэтому полное описание может включать расчет концентраций нескольких десятков ком-

понентов [7]. Хотя, как указывает Д.Б. Сполдинг [6], данные о константах скоростей реакций, в которых участвуют эти компоненты, никогда не бывают настолько точными или полными, как хотелось бы, в последние годы в химической кинетике был достигнут столь значительный прогресс, что неполнота информации о константах редко является главной причиной неудовлетворительных результатов расчетов [7].

В случае когда течение является ламинарным, имеющиеся численные методы позволяют описывать поведение пламени, хотя часто ценой значительных затрат (требуется решать много уравнений, а для узких зон реакций использовать малый шаг разбиения). Для турбулентного течения, поскольку объединение теорий химической кинетики и турбулентности вызывает ряд затруднений, в настоящее время нет достаточно общих методов описания таких процессов [8].

Помимо рассмотренных выше положений необходимо также учитывать, что в процессе сгорания топлива в цилиндре дизеля образуется светящееся сажистое пламя. Основную роль в передаче теплоты от пламени играет излучение. Поэтому, следуя Д.Б. Сполдингу [6], кратко рассмотрим вопрос о том, какие имеются возможности для включения учета излучения в методы численного решения задачи о локальном радиационно-конвективном теплообмене в камере сгорания дизеля.

В принципе, конечно, возможно применение зонального метода, однако на практике, когда приходится иметь дело с сильными неоднородностями распределений температуры и концентрации, характерными для камеры сгорания, применение этого метода оказывается чрезвычайно дорогостоящим. Поэтому данный метод совместно с решением уравнений гидродинамики используется редко. Хотя в последнее время отечественными исследователями в этой области предложен ряд оригинальных расчетных методик [9]. К сожалению, они разработаны применительно к топкам паровых котлов и металлургическим печам, и применение их для расчетов процессов теплообмена в камере сгорания дизелей из-за резкого отличия в условиях горения топлива вызывает большие трудности.

Следует также обратить внимание еще на одно обстоятельство, связанное с численной реализацией на ЭВМ математических моделей, в которых учитываются течения рабочего тела и излучение пламени. Оно, по мнению Д.Б. Сполдинга [6], состоит в следующем.

В то время как конечно-разностные уравнения для температуры, концентрации и скорости находятся в полном соответствии (при достаточно малом шаге разбиения) с исходными дифференциальными уравнениями, для излучения же этого нельзя добиться никаким выбором шага. Дело в том, что во всех имеющихся вариантах метода потоков идеализируется угловое распределение излучения. Считается, что излучение имеет характер пучков лучей, перпендикулярных поверхностям ячеек. Такое представление, существенное для возможности численного решения, игнорирует важное свойство реального излучения, а именно: излучение распространяется под различными углами к поверхности ячеек. До сих пор еще не найдено надежного способа разрешения этой трудности, достаточно простого для практического использования. С этой точки зрения задачу о переносе излучения можно решить лишь приближенно.

Следует, однако, отметить, что указанное математическое затруднение является не единственным препятствием для точного расчета излучения пламени (особенно в камере сгорания дизеля), поскольку требует знания его локальных радиационных характеристик. Надо указать также, что часто основную роль в теплообмене играет излучение присутствующих в пламени частиц сажи, а кинетика сажеобразования является одной из наименее изученных областей химической кинетики [7].

В общем случае, как указывает Труелав [6], потоки, которые входят в уравнение теплового баланса, вычисляются по расходу через границы зоны и по удельной энтальпии ра-

бочего тела при температуре в зоне. Расход рабочего тела и модель горения должны быть определены заранее. Этого можно добиться одним из трех способов: с помощью физических представлений, простых математических моделей для описания турбулентного пламени или подробных математических моделей на основе уравнений сохранения энергии, массы, импульса и баланса частиц. Дальнейшее развитие зонального метода как весьма полезного инструмента для расчета потока во многом зависит от прогресса в определении структуры потока и пламени в топках и камерах сгорания по их производительности и расчетным параметрам.

Помимо этого при расчете теплообмена в камере сгорания дизеля с помощью зонального метода следует учитывать и ряд других важных особенностей. В частности, высокотемпературные зоны пламени (или очагов сгорания топлива) имеют относительно малый объем и, следовательно, представляют собой не очень эффективный излучатель, а также окружены продуктами сгорания со значительно более низкой температурой. Поэтому, чтобы правильно учесть в зональном методе локальное излучение от сажи в пламени, ее локальная концентрация и радиационные свойства должны быть известны.

В научно-технической литературе опубликован ряд экспериментальных и расчетных данных по температуре пламени и концентрации частиц сажи в камере сгорания дизельного двигателя, анализ этих работ приведен в [3]. В то же время на стадии проектирования новых дизельных двигателей с повышенными параметрами рабочего процесса определение упомянутых выше величин, относящихся к энергетическим характеристикам процесса излучения, вызывает значительные трудности.

Поэтому возникла необходимость иметь зависимость, с помощью которой можно было бы определить интегральную степень черноты пламени, исходя лишь из параметров рабочего процесса. Последние могут быть найдены по расчетной индикаторной диаграмме.

Для интегральной степени черноты

$$\varepsilon = 1 - \exp(-\tau). \quad (1)$$

В выражении (1) величина τ имеет смысл интегральной оптической толщины пламени. Так как ε определена по [3], то из (1) имеем

$$\tau = -\ln(1 - \varepsilon). \quad (2)$$

График функции $\tau = f(\varphi)$ для режима $P_{me} = 0,61$ МПа и $n = 1700$ мин⁻¹ представлен на рис. 1. Проведенный расчетный анализ изменения по углу поворота коленчатого вала давления рабочего тела в камере сгорания, его температуры, найденной из индикаторной диаграммы, эффективной длины пути луча, температуры пламени и концентрации частиц сажи во всем диапазоне изменения нагрузок позволил установить, что функция $\tau = f(\varphi)$ с достаточной точностью (8÷10 %) аппроксимируется выражением

$$\tau = \psi P_{\infty} T_{\infty} L, \quad (3)$$

где ψ – эмпирический коэффициент.

В результате обработки экспериментальных данных по испытаниям дизеля 8ЧН 13/14 установлено, что значение ψ составляет $1,24 \cdot 10^{-4}$. Функция $\tau = \psi P_{\infty} T_{\infty} L$ показана в срав-

нении с $\tau = -\ln(1 - \varepsilon)$ на рис. 1, а соответствующее ей значение ε – на рис. 2. Таким образом, для оценки потерь теплоты рабочего цикла интегральная степень черноты пламени может быть определена по зависимости

$$\varepsilon = 1 - \exp(-\psi P_{\infty} T_{\infty} L). \quad (4)$$

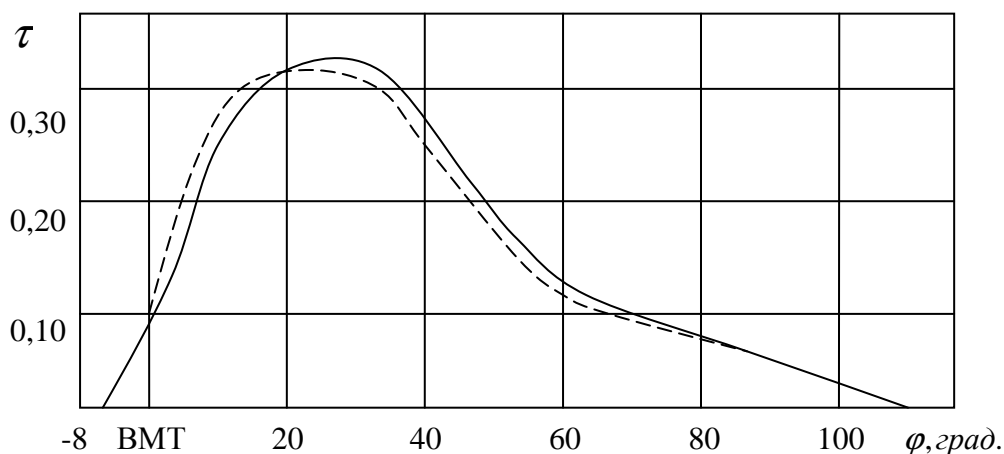


Рис. 1. Изменение оптической толщины пламени, дизель 8 ЧН 13/14:
 $P_{me} = 0,61$ МПа; $n = 1700$ мин⁻¹: 1 – $\tau = -\ln(1 - \varepsilon)$; 2 – $\tau = \psi P_{\infty} T_{\infty} L$
Fig. 1. Variation opticianal of thick of flame, diesel 8 ChN 13/14:
 $P_{me} = 0,61$ МПа; $n = 1700$ мин⁻¹: 1 – $\tau = -\ln(1 - \varepsilon)$; 2 – $\tau = \psi P_{\infty} T_{\infty} L$

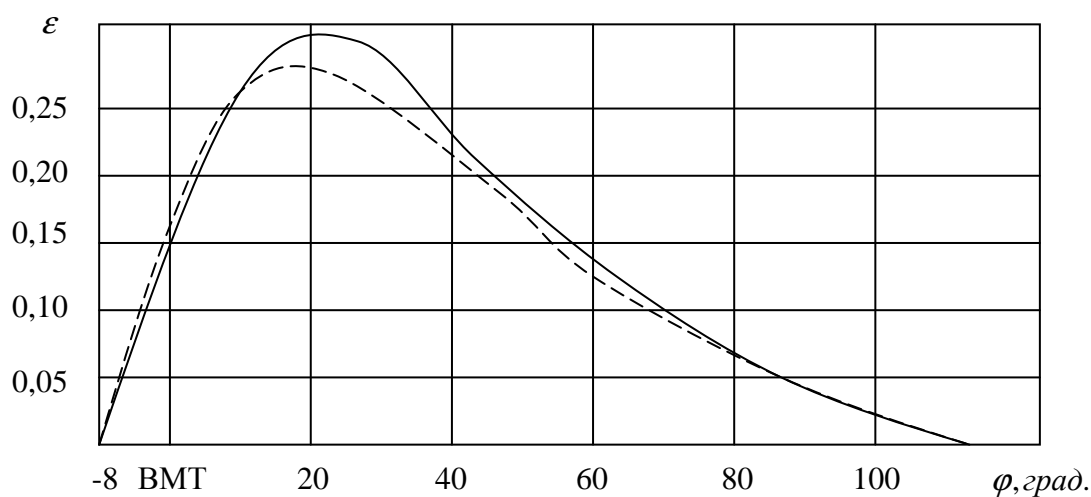


Рис. 2. Сравнение значений интегральной степени черноты пламени для дизеля 8 ЧН 13/14:
----- $\varepsilon = 1 - \exp(-\psi P_{\infty} T_{\infty} L)$
Fig. 2. Comparison data integral degree of blackness of flame for diesel 8 ChN 13/14:
----- $\varepsilon = 1 - \exp(-\psi P_{\infty} T_{\infty} L)$

Для определения температуры пламени на стадии проектирования двигателей можно воспользоваться зависимостью, предложенной в [10].

$$F = T_n / T_\infty = B + A \exp \left(- \left[\frac{2,4}{\varphi_n} (\varphi_i - \varphi_n) \right]^2 \right), \quad (5)$$

где $A = 2(P_{mi}/P_{mim})^{0,5} \cdot (C_m/C_{mn})^{0,5}$ – коэффициент, зависящий от типа двигателя и режима работы; T_n и T_∞ – температура пламени в камере сгорания и температура рабочего тела, найденная по индикаторной диаграмме; $\varphi_n = 5,5\varphi_{2\max} (b_e/b_{em})^{0,333}$ – функция, определяющая продолжительность процесса активного сгорания; $\varphi_{2\max}$ – угол поворота коленчатого вала двигателя от начала «видимого» сгорания до момента достижения второго максимума скорости тепловыделения $(dx/d\varphi)_{\max_2}$; φ_i – текущий угол поворота коленчатого вала, отсчитываемый от начала «видимого» сгорания; P_{mi}, b_e, C_m – соответственно среднее индикаторное давление, цикловая подача топлива, средняя скорость поршня; P_{mim}, b_{em} – то же самое для режима максимального крутящего момента; C_m – средняя скорость поршня для режима номинальной мощности; $B = 1,2\alpha^{0,3}$ – коэффициент, учитывающий величину начального превышения температуры пламени над температурой рабочего тела; α – суммарный коэффициент избытка воздуха.

Заметим, что значения коэффициента B можно определить и расчетным путем, воспользовавшись рекомендациями работы [10].

Учитывая значения параметров, входящих в (5), окончательное выражение для температуры пламени можно записать в следующем виде:

$$F = 1,2\alpha^{0,3} + 2(P_{mi}/P_{mim})^{0,5} \cdot (C_m/C_{mn})^{0,5} \times \exp \left(- \left[\frac{2,4[\varphi_i - 5,5\varphi_{2\max} (b_e/b_{em})^{0,333}]}{5,5\varphi_{2\max} (b_e/b_{em})^{0,333}} \right]^2 \right). \quad (6)$$

Отметим, что зависимости (4) и (6) могут быть использованы для оценки энергетических характеристик радиационного теплообмена в камере сгорания дизельных двигателей на стадии проектирования.

Проведенный краткий анализ расчетных и экспериментальных исследований локального радиационно-конвективного теплообмена в камере сгорания дизелей позволил сделать следующие основные выводы:

1. Несмотря на многочисленность работ по исследованию различных аспектов процесса теплообмена в дизелях, процесс локального радиационно-конвективного теплообмена между рабочим телом и стенками камеры сгорания по-прежнему остается наименее изученным и разработанным в теории двигателей внутреннего сгорания. Это объясняется прежде всего исключительной сложностью самого процесса, обусловленной рядом специфических особенностей, которые имеют место в камере сгорания дизельных двигателей, и большими трудностями его экспериментального и расчетного исследования.

2. Современные экспериментальные и расчетные исследования показывают значительную роль радиационного теплообмена в дизелях. В то же время достаточно хорошо развитый в теплофизике зональный метод расчета локальных потоков излучения еще не нашел должного распространения в практике исследований этого вида переноса теплоты в дизельных двигателях. Требуется провести ряд уточнений в зональном методе расчета локальных потоков излучения, учитывающих специфику процессов сгорания и теплообмена в дизелях.

3. Предложенный авторами метод расчета интегральной степени черноты дизельного пламени позволяет уже на стадии проектирования новых двигателей оценить энергетические характеристики излучения при использовании зонального метода.

Список литературы

1. Зарубин В.С. Математические модели механики и электродинамики сплошной среды / В.С. Зарубин, Г.Н. Кувыркин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 512 с.
2. Modest, M.F. Radiative Heat Transfer / M.F. Modest. – New York: Academic Press, 2003. – 822 p.
3. Руднев Б.И. Процессы локального теплообмена в камере сгорания дизелей / Б.И. Руднев. – Владивосток: Дальнаука, 2000. – 221с.
4. Kawamura K. Measurement of flame temperature distribution in engines by using a two-color high speed shutter: TV camera system / K. Kawamura, A. Saito, T. Vaegashi [et al] // SAE Preprints. – 1989. – № 890320. – 8 p.
5. Митяков В.Ю. Градиентные датчики теплового потока в теплотехническом эксперименте / В.Ю. Митяков, А.В. Митяков, С.З. Сапожников. – СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2007. – 203 с.
6. Справочник по теплообменникам: в 2 т. / пер. с англ.; под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоиздат, 1987. – Т. 1. – 560 с.
7. Химия горения / пер. с англ.; под ред. У. Гардинера (мл.). – М.: Мир, 1988. – 464с.
8. Ши Д. Численные методы в задачах теплообмена / Д. Ши. – М.: Мир, 1988. – 544с.
9. Блох А.Г. Теплообмен излучением: справ. / А.Г. Блох, Ю.А. Журавлев, Л.Н. Рыжков. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.
10. Дьяченко Н.Х. Исследование температуры и излучательной способности турбулентного сажистого пламени в циклических процессах сгорания / Н.Х. Дьяченко, С.А. Батурин, В.Н. Ложкин. – Тр. ЛПИ. – 1977. – № 358. – С. 96-100.

Сведения об авторах: Руднев Борис Иванович, доктор технических наук, профессор;
Повалихина Ольга Владимировна, доцент, e-mail: povalichina@mail.ru.