Руднев Б.И., Повалихина О.В.

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет

Владивосток, Россия

doi 10.18411/gdsn-28-02-2017-19

idsp 000001:gdsn-28-02-2017-19

Разработка математической модели теплообмена излучением в камере сгорания судового дизеля

Аннотация

Представлена математическая модель (ММ) процесса локального теплообмена излучением в камере сгорания (КС) судового дизеля. В основу ММ положен зональный метод расчета теплообмена излучением. Приведена система алгебраических уравнений, аппроксимирующая соответствующую систему интегральных уравнений излучения. Показана роль эффективных потоков излучения в формировании результирующих радиационных потоков. Установлено, что влиянием эффективных потоков излучения можно пренебречь. Выполненные с использованием предложенной ММ расчеты позволили получить значения локальных результирующих потоков излучения для судового дизеля типа 6ЧН 24/36. Их сопоставление с известными опытными данными подтвердило адекватность разработанной ММ, расхождение расчетных и экспериментальных данных составило 10 – 18%.

Ключевые слова: теплообмен излучением, судовой дизель, зональный метод, математическая модель.

Форсирование современных судовых дизелей по параметрам рабочего процесса приводит к значительному увеличению температур деталей, образующих КС. В мощных малооборотных судовых дизелях для улучшения температурного состояния деталей цилиндропоршневой группы используется водяное охлаждение вместо масляного. Вместе с тем расчетное определение тепловых потоков, в том числе и радиационных на поверхностях деталей КС (крышки цилиндра, поршня и втулки цилиндра) на стадии проектирования вызывает значительные трудности. Это увеличивает сроки доводки новых образцов дизелей и подтверждает актуальность разработки новых и совершенствование уже существующих ММ с целью более достоверного определения теплового состояния деталей, образующих КС.

Процесс локального радиационного теплообмена в цилиндре судового дизеля с открытой КС на установившемся режиме работы рассматривается нами

на адекватной физической модели, представленной на рис.1. Она представляет из себя замкнутую осесимметричную цилиндрическую излучающую систему.

Первая особенность этой системы в том, что она состоит из трех граничных (поверхностных) зон: F1 – крышка цилиндра, F2 – боковая поверхность втулки цилиндра, F3 – днище поршня и объемной зоны V.

Рис.1. Зональная модель излучающей системы в цилиндре судового дизеля с открытой КС

Вторая особенность излучающей системы заключается в нестационарном положении зоны F3 вдоль координаты Z. Это обуславливает нестационарность всех угловых коэффициентов излучения, характеризующих взаимодействие потоков излучения в КС и значительно усложняет решение задачи. Вместе с тем необходимо отметить, что поскольку время распространения электромагнитной волны излучения t_r намного меньше времени перемещения зоны $F3t_{пр}$, обусловленной скоростью движения поршня, то условия квазистационарности $t_{пр} \gg t_r$ гарантированно выполняется. Последнее позволяет решать задачу локального радиационного теплообмена в КС судового дизеля применительно к непрерывно-дискретному случаю как квазистационарную для фиксированного момента времени.

При этом предполагается, что все оптические и энергетические характеристики излучающей системы в течение времени Δt неизменны и изменяются скачком при переходе к следующему интервалу времени. В докладе рассматривается модифицированная фундаментальная постановка задачи. Как известно [1, 2], при фундаментальной постановке задаются оптические и энергетические характеристики всех зон, то есть их степени черноты и температуры. Модификация фундаментальной постановки задачи состоит в том, что эффективные потоки излучения от поверхностных зон F1, F2 и F3 не учитываются.

При такой постановке задачи отпадает необходимость в ряде допущений, принятых в работе [3], а современные экспериментальные данные [4 – 7] и

расчетные методы [8 – 11] позволяют задавать локальные значения оптических и энергетических характеристик объемной зоны V. В частности, характеристики объемной зоны V, степень черноты и температура пламени рассчитываются и определяются по приведенным в [12 – 16] методикам и экспериментальным данным.

В основу предлагаемой авторами доклада ММ для расчета локальных радиационных тепловых потоков в КС судового дизеля положен итерационно-зональный метод исследования и расчета теплообмена излучением, предложенный Ю.А. Суриновым [17]. Математическую основу этого метода составляет конечная система линейных алгебраических уравнений, аппроксимирующую соответствующую систему интегральных уравнений излучения. Эта система алгебраических уравнений запишется следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} E_{\text{пад}}(M_k) &= \sum_{j=1}^n E_{\text{соб}}(M_j) \Phi(M_j, F_k) + \sum_{V=1}^m E_{\text{соб}}(M_V) \Phi(M_V, F_k), \\ E_{\text{эф}}(M_k) &= \sum_{j=1}^m E_{\text{соб}}(M_k) \Phi(M_k, F_j) + (1 - \varepsilon_k) \sum_{V=1}^m E_{\text{соб}}(M_j) \Phi(M_j, F_k) + \\ &\quad + (1 - \varepsilon_k) \sum_{V=1}^m E_{\text{соб}}(M_V) \Phi(M_V, F_k), \\ E_{\text{рез}}(M_k) &= \varepsilon_k \left[\sum_{j=1}^n E_{\text{соб}}(M_j) \Phi(M_j, F_j) + \sum_{V=1}^m E_{\text{соб}}(M_V, F_k) - \right. \\ &\quad \left. - \sum_{j=1}^n E_{\text{соб}}(M_k) \Phi(M_k, F_j) \right] \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где R_k , ε_k – коэффициенты отражения и поглощения (степени черноты) поверхности F в точке M_k ; M_j – произвольная точка поверхности F, лежащая вне окрестности точки M_k ; M_i – произвольная точка объема V; $\Phi(M_V, F_k)$ – разрешающий угловой коэффициент излучения; $E_{\text{соб}}(M_V)$ – собственный поток излучения объемной зоны (пламени); $E_{\text{пад}}(M_k)$ – падающий поток излучения; $E_{\text{эф}}(M_k)$ – эффективный поток излучения; $E_{\text{рез}}(M_k)$ – результирующий поток излучения.

Уравнения (1) получены в предположении, что излучающая система состоит из n граничных и m объемных зон. Их решение позволяет определить мгновенное локальное распределение по элементам граничной поверхности всех видов потоков излучения. Проведенный анализ взаимодействия основных потоков излучения в такой системе позволил установить, что результирующий поток излучения для конкретной точки поверхности КС формируется при взаимодействии двух потоков: собственного потока излучения объемной зоны $E_{\text{соб}}V(M_i)$ и собственных потоков излучения поверхностей, образующих

граничную поверхность $E_{\text{cobF}}(M_i)$ [14]. При этом собственные потоки излучения граничной поверхности и объемной зоны однозначно определяются по зависимостям

$$E_{\text{cobF}} = \sigma_0 \varepsilon_F T_F^4, \quad E_{\text{cobV}} = \sigma_0 \varepsilon_V T_V^4 \quad (2)$$

где E_{cobF} – собственный поток излучения граничной поверхности (крышки цилиндра, поршня и втулки цилиндра); ε_F – степень черноты граничной поверхности; ε_V – степень черноты объемной зоны (пламени); σ_0 – постоянная Больцмана; T_F – температура граничной поверхности; T_V – температура объемной зоны (пламени).

В результате сложного взаимодействия рассмотренных выше потоков излучения между объемной зоной и соответствующими точками граничной поверхности в замкнутой системе формируются результирующие потоки, определяющие радиационную тепловую нагрузку деталей КС.

Известно также, что в КС дизелей температура объемного излучателя (пламени) намного превышает температуры поверхностей крышки цилиндра, поршня и втулки [12]. Вследствие этого собственный поток излучения объемной зоны также значительно больше собственного потока излучения соответствующих поверхностей.

Расчеты показывают, что при температурах крышки цилиндра и поршня в пределах 550 – 620K, втулки цилиндра 430 – 450K, $E_{\text{cobV}}(M_i)$ на два порядка больше $E_{\text{cobF}}(M_n)$. Поэтому можно считать, что роль эффективных потоков излучения поверхностей, образующих КС, в формировании результирующих потоков незначительна и укладывается в пределах 10 – 15%, т.е. сопоставима с погрешностью экспериментального определения температуры объемного излучателя (пламени) и концентрации частиц сажи в цилиндре дизеля. Тогда для точки M_k граничной поверхности $F_{\text{можно}}$ приближенно считать $E_{\text{эфF}_1}(M_1) = E_{\text{эфF}_2}(M_2) = E_{\text{эфF}_3}(M_3) \approx 0$. Учитывая приведенные выше положения в рамках предлагаемой ММ в КС судового дизеля рассматривается взаимодействие только собственного потока излучения объемных зон V_{ii} и соответствующих граничных (поверхностных) зон F_1, F_2 и F_3 .

Проведенная модификация фундаментальной постановки задачи радиационного теплообмена в части учета эффективного излучения позволило предложить для расчета падающих на поверхности крышки цилиндра, втулки и поршня потоков излучения систему уравнений вида:

$$\left. \begin{aligned} E_{\text{пад}}(M_1) &= E_{\text{cob}}(M_{V_1})\psi(M_{V_1}, F_1) + E_{\text{cob}}(M_{V_2})\psi(M_{V_2}, F_1) + \\ &\quad + E_{\text{cob}}(M_{V_3})\psi(M_{V_3}, F_1); \\ E_{\text{пад}}(M_2) &= E_{\text{cob}}(M_{V_1})\psi(M_{V_1}, F_2) + E_{\text{cob}}(M_{V_2})\psi(M_{V_2}, F_2) + \\ &\quad + E_{\text{cob}}(M_{V_3})\psi(M_{V_3}, F_2); \\ E_{\text{пад}}(M_3) &= E_{\text{cob}}(M_{V_1})\psi(M_{V_1}, F_3) + E_{\text{cob}}(M_{V_2})\psi(M_{V_2}, F_3) + \\ &\quad + E_{\text{cob}}(M_{V_3})\psi(M_{V_3}, F_3). \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где $\psi(M_{V_i}, F_i)$ – обобщенный угловой коэффициент излучения.

Обобщенные угловые коэффициенты излучения $\psi(M_{V_i}, F_i)$ от локальных объемных зон в системе уравнений (3) представлены в ММ как произведение угловых (геометрических) коэффициентов и параметра Бугера, учитывающего поглощение излучения в объеме КС:

$$\psi(M_V, F_k) = \varphi(M_V, F_k) \exp(-kL), \quad (4)$$

где (M_V, F_k) – геометрический угловой коэффициент излучения; k – коэффициент ослабления потока излучения; L – эффективная длина пути луча.

В итоге с учетом принятого в ММ допущения результирующие потоки излучения для поверхностей крышки цилиндра, втулки и поршня могут быть определены следующим образом:

$$E_{\text{рез}}(M_1) \approx E_{\text{пад}}(M_1); \quad E_{\text{рез}}(M_2) \approx E_{\text{пад}}(M_2); \quad E_{\text{рез}}(M_3) \approx E_{\text{пад}}(M_3) \quad (5)$$

Система уравнений (3) с соответствующими краевыми условиями решалась на ЭВМ по специальной программе в квазистационарном представлении.

Выполненные с использованием предложенной ММ расчеты позволили получить значения локальных результирующих потоков излучения для поверхностей всех деталей, образующих КС судового дизеля типа 6ЧН 24/36. Средние за рабочие цикл значения указанных потоков лежат в пределах 40–90 кВт/м², что с точностью 10–18% совпадает с известными экспериментальными данными [5, 6, 7, 16] и подтверждает адекватность предложенной ММ. Ее использование позволяет еще на стадии проектирования и доводки прогнозировать теплонапряженное состояние деталей, образующих КС, и решать ряд вопросов, связанных с повышением эксплуатационной надежности современных форсированных судовых дизелей.

Список используемых источников информации

1. Зигель Р., Хауэлл Дж. Теплообмен излучением. – М.: Мир, 1975. – 934 с.
2. Блох А.Г., Журавлев Ю.А., Рыжков Л.Н. Теплообмен излучением. Справочник. – М.: Энергоатомиздат, 1991. – 432 с.
3. Петриченко Р.М., Батулин С.А., Исаков Ю.Н. и др. Элементы автоматизированного проектирования ДВС: Алгоритмы прикладных программ. – Л.: Машиностроение, 1990. – 328 с.
4. Гладышев А.В., Вагнер В.А., Матиевский Д.Д. Экспериментальное исследование температурно-концентрационных полей в цилиндре дизеля // Двигателестроение, 1990. №7. – С.3 – 6.
5. Kamimoto T., Yagita M. Particulate formation structure in diesel engine // SAE Preprints. 1989. – No. 890436. – 9 p.
6. Oguri T., Inaba S. Radiant heat transfer in diesel engines // SAE Preprints. 1972. – No. 720023. – 19 p.
7. Kostin A.K., Rudnev B.I. Radiative heat transfer in a diesel cylinder an experiment and method of calculation // Proceedings 19th International Symposium “Heat and mass transfer in gasoline and diesel engines”. – Dubrovnik, Yugoslavia. 1987. – P. 439 – 448.
8. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 472 с.
9. FIRE. Users Manual Version 8.5. AVL LIST GmbH Graz, Austria, 2007. (Лицензионное соглашение DKNR: BMSTU 101107 между МГТУ им. Н.Э. Баумана и APSConsulting).
10. Bozza F., Cameretti M.C., Tuccillo R. Numerical simulation of incylinder processes and duct flow in a light duty diesel engine // Fourth International symposium on small diesel engine. – Journal of Polish CIMAC. – Warsaw, Poland. 1996. – Vol. 2. – No. 1. – P. 51 – 56.
11. Руднев Б.И., Повалихина О.В. Оптические параметры частиц сажи и энергетические характеристики радиационного теплообмена в камере сгорания дизельного двигателя // Тепловые процессы в технике. 2013. Т.5, №10. – С. 476 – 480.
12. Руднев Б.И. Процессы локального теплообмена в камере сгорания дизелей – Владивосток: Дальнаука, 2000. – 221 с.
13. Руднев Б.И., Повалихина О.В. Процессы теплообмена в камере сгорания дизельных двигателей. Эксперимент и математическое моделирование – Saarbrucken, Germany: LAPLAMBERTAcademicPublishing, 2013. – 112 с.
14. РудневБ.И.,ПовалихинаО.В.
Анализвзаимодействиярадиационныхтепловыхпотокимвкамересгораниядизеля // MaterialsoftheXInternationalscientificandpracticalconference “ModernEuropeanscience-2014”. Vol. 17. Technical sciences. – Sheffield. – Science and Education LTD. 2014. – P. 65 – 72.
15. Руднев Б.И., Повалихина О.В. Особенности расчета оптико-геометрических характеристик теплообмена излучением в камере сгорания дизельного двигателя // Тепловые процессы в технике. 2015. Т.7 №2.– С. 87 – 91.
16. Flynn P., Mizusawa M., Uyehara O.A. et al. An experimental determination of the instantaneous potential radiant heat transfer within an operating Diesel engine // SAE Preprints. 1972. No. 720022. – 32 p.
17. Суринов Ю.А. Об итерационно-зональном методе исследования и расчета лучистого теплообмена в поглощающей и рассеивающей среде // Известия СО АН СССР. 1978. – Вып.2. №8.