
СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, УСТРОЙСТВА И СИСТЕМЫ, ТЕХНИЧЕСКИЕ СРЕДСТВА СУДОВОЖДЕНИЯ, ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ СУДОВ

УДК 621.431.74.016

Б.И. Руднев, О.В. Повалихина

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 526

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЛОКАЛЬНОЙ СКОРОСТИ РАБОЧЕГО ТЕЛА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Показано, что локальная скорость рабочего тела (газа) в камере сгорания дизельного двигателя может быть определена с использованием методики, основанной на привлечении экспериментальных данных по колебаниям температуры тепловоспринимающей поверхности. Сходимость полученных результатов по локальной скорости рабочего тела с известными экспериментальными данными составила 15–18.

Ключевые слова: дизельный двигатель, локальная скорость газа, колебание температуры.

B.I. Rudnev, O.V. Povalikhina

ESTIMATION LOCAL VELOCITY OF GAS IN DIESEL ENGINE COMBUSTION CHAMBER

The local velocity of gas in diesel engine combustions chamber maybe determine with using of method bank on invitation experimental data about fluctuations of temperature of heat perceptive surface is showing. The affinity received of results about local velocity of gas with known experimental data composed 15 – 18 percentages.

Key words: diesel engine, local velocity of gas, fluctuation of temperature.

Введение

При создании математических моделей конвективного теплообмена в камере сгорания (КС) дизельных двигателей достоверная оценка скорости рабочего тела имеет первостепенное значение. В работе [1] предложена расчетная зависимость для определения локальной плотности конвективного теплового потока в камере сгорания (КС) высокооборотного дизельного двигателя. В указанную зависимость входит скорость внешнего (потенциального) потока рабочего тела W_∞ или скорость на внешней границе пограничного слоя. Величина этой скорости оказывает на локальную плотность конвективного теплового потока решающее значение. Представленное в [1] решение внешней гидродинамической задачи в КС в двухмерной осесимметричной постановке позволило получить соответствующие поля температур, давлений, скорости и плотности рабочего тела в функции угла поворота коленчатого вала. Эти поля составляют основу для расчетного определения локальной плотности конвективного теплового потока от рабочего тела к стенкам КС. Вместе с тем в [2] отмечается, что несмотря на тщательный подбор соответствующих начальных и граничных условий при решении внешней гидродинамической задачи, полученные расчетные значения скоростей рабочего тела требуют определенной проверки и сравнения их с экспериментальными данными. Естественно, что для сравнения должны привлекаться экспе-

риментальные значения скорости рабочего тела, полученные на двигателях, близких по своим параметрам, режимам работы и геометрии КС к исследованному. Причем для сопоставления скоростей рабочего тела в КС должны быть взяты их значения, полученные при испытании двигателей на топливе и с применением современных экспериментальных методик, например, с помощью лазерно-доплеровской анемометрии.

Основные положения расчетно-экспериментального метода определения локальной скорости рабочего тела в КС дизельного двигателя

Учитывая отмеченные во введении положения, авторами настоящей статьи на основе экспериментальных данных, полученных в [1, 2], была проведена оценка скорости рабочего тела в КС дизельного двигателя 8ЧН 13/14 относительно огневой поверхности крышки цилиндра с использованием метода, предложенного фирмой «Даймлер-Бенц» [3]. Следуя работе [3], приведем основные его положения. Метод основан на известной физической взаимосвязи колебаний температуры поверхности стенок КС и теплоотдачи, которая зависит от скорости движения рабочего тела относительно стенок. Принципиальная схема связи локальной скорости рабочего тела и колебаний температуры поверхности КС показана на рис. 1.

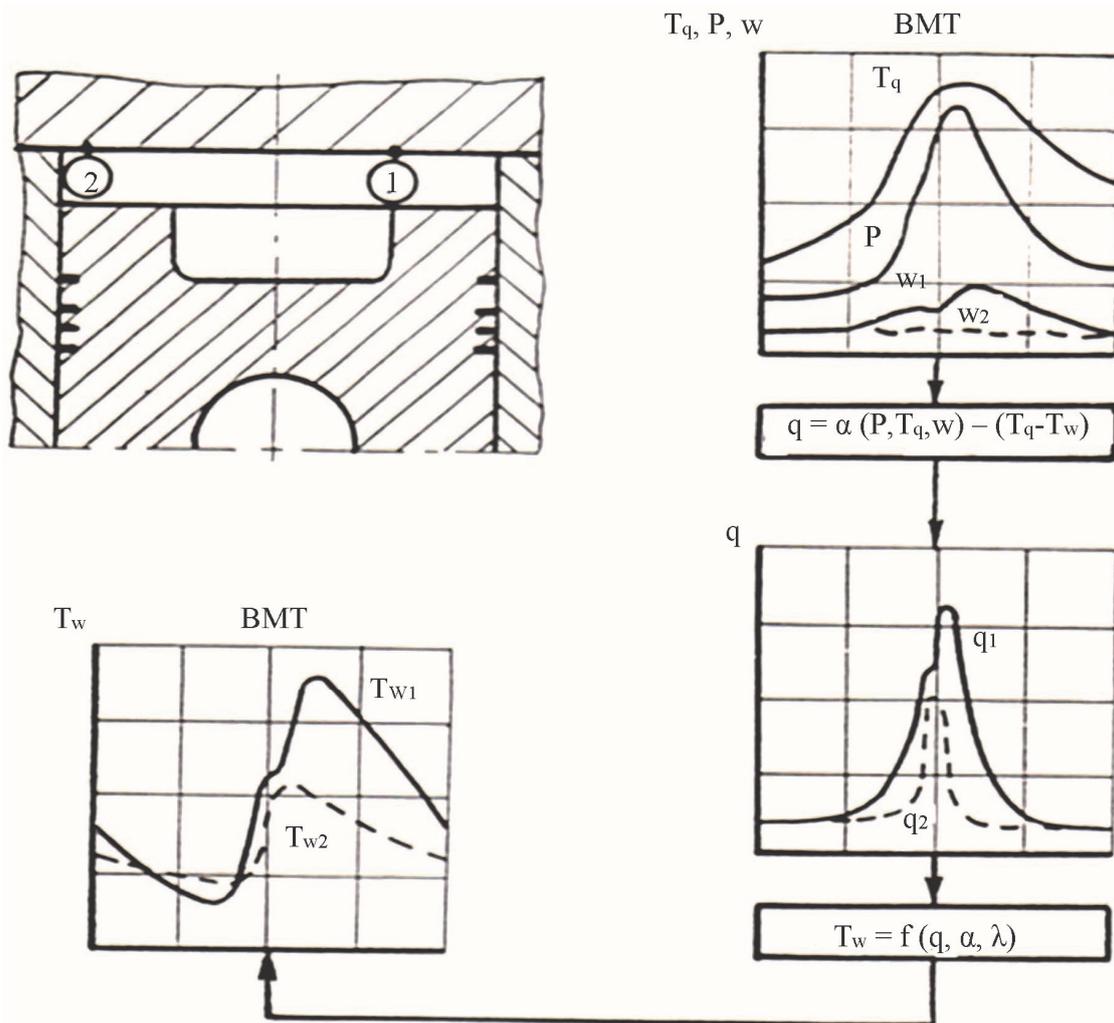


Рис. 1. Связь локальной скорости газа и колебаний температуры поверхности КС
Fig. 1. The relation local velocity of gas and fluctuation of surface temperature combustion chamber

Аналитическая сторона этого метода сводится к следующему. Как показано различными исследователями [4–6], в том числе и одним из авторов настоящей статьи [7, 8], для тонкого слоя стенки КС с достаточной степенью точности можно считать тепловой поток однородным. В этом случае дифференциальное уравнение теплопроводности для твердого тела без внутренних источников теплоты можно записать в виде

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, \quad (1)$$

где T – температура; t – время; a – коэффициент температуропроводности; x – толщина слоя стенки КС.

Полагая в (1) $a = \text{const}$, можно получить его решение. Наиболее просто интегрирование уравнения (1) осуществляется при граничных условиях первого рода $T=T(x,t)$. Решение при указанных граничных условиях известно [9] и выглядит следующим образом:

$$T = T_w - \frac{q_w}{\lambda} x + \sum_{k=1}^{\infty} e^{-x \sqrt{\frac{k\omega}{2a}}} \times \left[A_k \cos \left(k\omega t - x \cdot \sqrt{\frac{k\omega}{2a}} \right) + B_k \sin \left(k\omega t - x \cdot \sqrt{\frac{k\omega}{2a}} \right) \right], \quad (2)$$

где T_w – средняя за рабочий цикл температура стенки КС; q_w – средняя плотность теплового потока в стенке; λ – коэффициент теплопроводности материала стенки КС; ω – циклическая частота колебаний; k – порядок гармоники; A_k , B_k – гармонические коэффициенты Фурье для функции $T=T(x,t)$.

Продифференцировав (2) по x и умножив на $-\lambda$ и принимая $x=0$ (условие для поверхности стенки), получим уравнение, характеризующее теплообмен между рабочим телом и стенками КС дизельного двигателя:

$$q = q_w + \lambda \sum_{k=1}^{\infty} \sqrt{\frac{k\omega}{2a}} [(A_k + B_k) \cos(k\omega t) + (B_k - A_k) \sin(k\omega t)]. \quad (3)$$

В соответствии с законом Ньютона–Рихмана плотность теплового потока определяется по зависимости

$$q = \alpha(T_q - T_w), \quad (4)$$

где α – коэффициент теплоотдачи; T_q – температура рабочего тела в КС.

В то же время процесс теплообмена между рабочим телом и стенками КС можно описать критериальным уравнением вида

$$Nu = C Re^m Pr^n, \quad (5)$$

где Nu , Re , Pr – критерии Нуссельта, Рейнольдса и Прандтля; C – постоянная; m , n – показатели степени.

Выполнив в (5) простые преобразования и раскрыв содержание критериев подобия, для коэффициента теплоотдачи получим следующую зависимость (движение рабочего тела в КС считаем турбулентным)

$$\alpha = C d^{-0.2} T_q^{-0.515} (wP)^{0.8}, \quad (6)$$

где w , P – скорость и давление рабочего тела в КС; d – диаметр цилиндра.

Для поверхностной плотности теплового потока ($x=0$) и начального момента времени t_0 имеем [3]

$$q_w = - \sum_{k=1}^{\infty} \sqrt{\frac{k\omega}{2a}} \cdot \lambda [(A_k + B_k) \cos(k\omega t_0) + (B_k - A_k) \sin(k\omega t_0)]. \quad (7)$$

Из (4) следует, что

$$\alpha = q / (T_q - T_w). \quad (8)$$

Очевидно, что для условий поверхности стенки ($x=0$) можно написать

$$Cd^{-0.2} T_q^{-0.515} (wP)^{0.8} = q / (T_q - T_w). \quad (9)$$

Подставляя в (9) выражение для плотности теплового потока (7), получим уравнение для скорости рабочего тела в КС двигателя в виде [3]

$$w = \frac{K}{P} \left[\frac{d^{0.2} T_q^{0.515}}{(T_q - T_w)} \sum_{k=1}^{\infty} \left(\sqrt{k} \sin \left(k\omega \frac{t - t_0}{2} \right) \times \delta_k \right) \right]^{1.25}, \quad (10)$$

где

$$\delta_k = (B_k - A_k) \cos \left(k\omega \frac{t + t_0}{2} \right) - (A_k + B_k) \sin \left(k\omega \frac{t + t_0}{2} \right);$$

$$K = \left[\frac{\sqrt{\lambda C_p \rho} 2\omega}{C} \right]^{1.25}.$$

Результаты и их обсуждение

При практической реализации уравнения (10) число членов ряда k изменяется не от $k=1$ до $k=\infty$, а от $k=1$ до $k=m$, в свою очередь $m=36$. Это позволяет использовать для определения коэффициентов Фурье A_k и B_k , входящих в (10), программу для ЭВМ, разработанную в [2] для расчета плотности теплового потока по измеренным колебаниям поверхности КС. Следует также отметить, что уравнением типа (5) описывается процесс конвективного теплообмена, а по уравнению (7) определяется плотность суммарного (сложного) теплового потока. Поэтому, чтобы избежать методической ошибки при определении локальной скорости рабочего тела в КС, в уравнение (9) необходимо подставить значение локальной плотности конвективного теплового потока. Последний может быть получен с учетом экспериментальных и расчетных данных по характеристикам процесса локального радиационного теплообмена в КС дизельных двигателей, приведенных в работах [10, 11].

Типичная графическая зависимость, показывающая диапазон изменения локальных скоростей рабочего тела в КС опытного дизеля [3], представлена на рис. 2.

Здесь необходимо отметить опытный факт, полученный одним из авторов настоящей статьи [1, 2] и другими исследователями [5, 12, 13], свидетельствующий о заметной неустойчивости от цикла к циклу колебаний температуры поверхности КС при работе двигателя на топливе. В связи с этим и амплитуда скорости рабочего тела, определенная с помощью экспериментальных кривых колебаний температуры, будет иметь определенную неустойчивость. Причем эта неустойчивость (или иначе изменение от цикла к циклу), естественно, зависит и от формы КС.

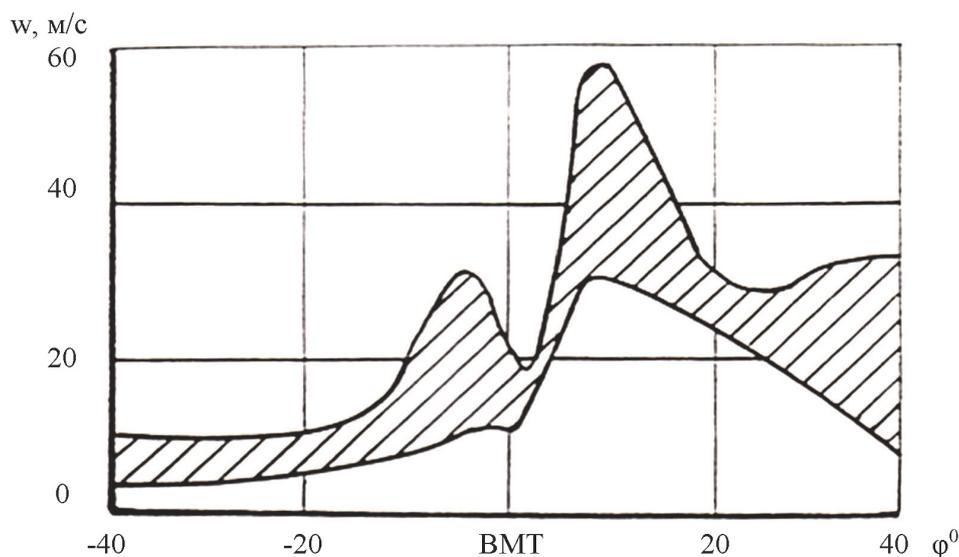


Рис. 2. Изменение скорости газа на кромке цилиндрической камеры в днище поршня при работе дизеля с $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$

Fig. 2. The variation velocity of gas on list cylindrical of chamber in bottom of piston for regime of diesel with $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$

Для сравнения и подтверждения возможности использования рассмотренной методики определения скорости рабочего тела в КС дизельного двигателя по измеренным значениям колебаний температуры поверхности на рис. 3 приведены результаты исследований, полученных в [14] с помощью лазерно-доплеровской анемометрии.

Анализ представленных на рис. 3 экспериментальных данных по скоростям рабочего тела в КС свидетельствует о хорошем качественном и количественном (естественно, в пределах сравнимости опытных двигателей, их форм КС и режимов работы) их соответствии, полученном с помощью лазерно-доплеровской анемометрии и рассмотренной выше методики (см. рис. 2).

Экспериментальные значения колебаний температуры в четырех точках огневой поверхности крышки цилиндров дизельного двигателя 8 ЧН 13/14, полученные одним из авторов статьи [1, 2], были использованы для определения локальных скоростей рабочего тела с применением методики, рассмотренной в настоящей статье. Полученные локальные скорости рабочего тела служили для проверки их расчетных значений, которые были найдены при решении на ЭВМ внешней гидродинамической задачи.

Результаты определения скорости рабочего тела в КС дизельного двигателя 8 ЧН 13/14 на основе экспериментальных данных по колебаниям температуры представлены на рис. 4 и 5.

Анализ рис. 4 и 5 позволяет отметить следующее. Форма кривых, показывающих изменение скорости рабочего тела в течение части цикла, на котором интенсивность теплообмена в КС наибольшая, напоминает форму кривых колебаний температуры. Это положение соответствует экспериментальным данным, полученным на двигателях с аналогичными КС, и с применением других методов, в частности, лазерно-доплеровской анемометрии [14, 15]. В количественном отношении максимальная скорость рабочего тела зафиксирована в окрестности точки 1 (относительный радиус $\rho = 0,462$) $\approx 14 \text{ м/с}$, для точки 2 ($\rho = 0,723$) она составляет $\approx 11 \text{ м/с}$. В районе периферийных точек поверхности крышки цилиндров (точка 3 с $\rho = 0,815$ и точка 4 с $\rho = 0,862$) наблюдаются меньшие скорости рабочего тела по сравнению с центральной ее частью. Для точки 3 максимальная величина скорости составляет $\approx 8,6 \text{ м/с}$, а для точки 4 – $\approx 7 \text{ м/с}$.

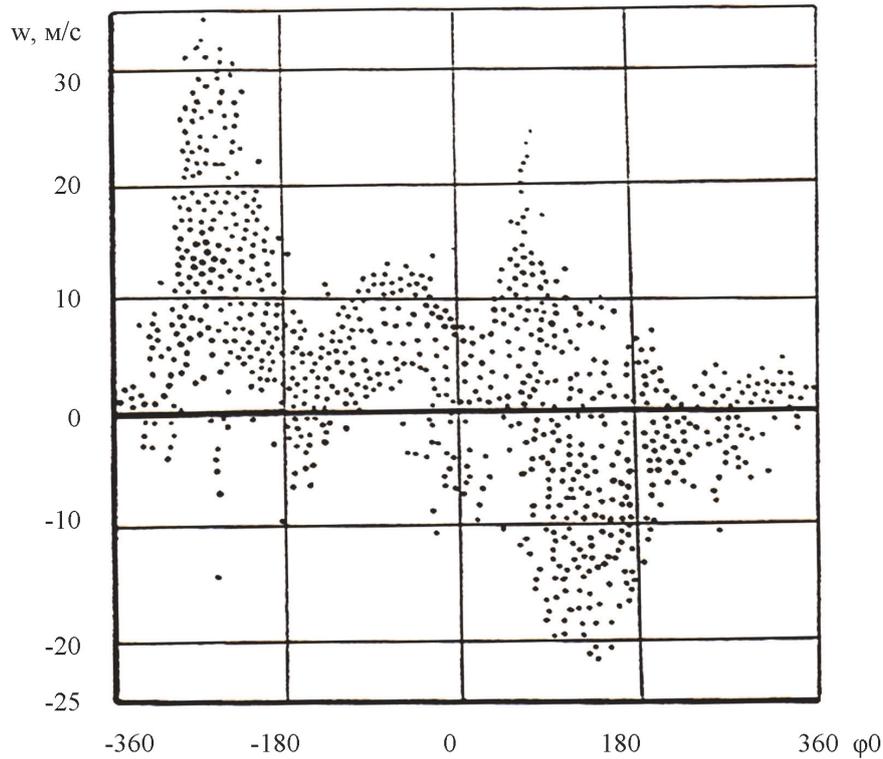


Рис. 3. Экспериментальное значение скорости рабочего тела в КС дизеля, измеренное в 50 мкм от стенки, $n = 750 \text{ мин}^{-1}$ при большой закрутке воздушного заряда
Fig. 3. Experimental value velocity of gas in diesel engine combustion chamber measure in 50 μm from wall for big vortex of air, $n = 750 \text{ мин}^{-1}$

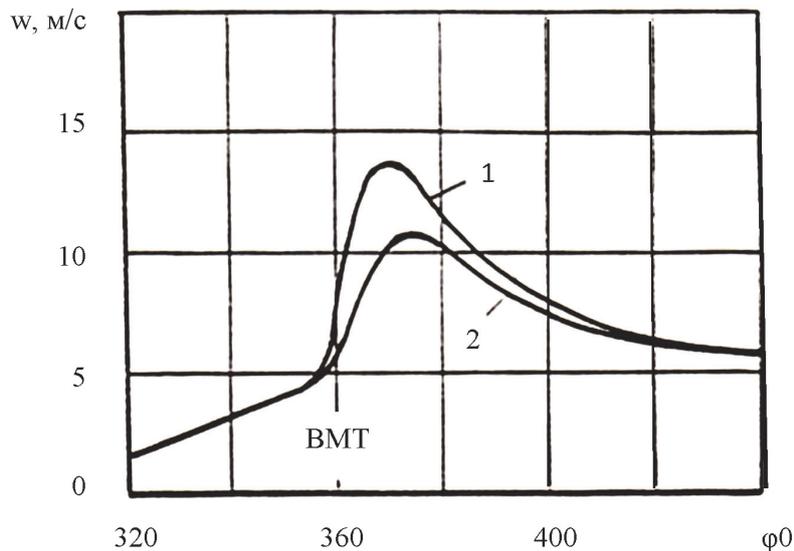


Рис. 4. Изменение скорости газа вблизи огневой поверхности крышки цилиндров дизеля 8 ЧН 13/14: 1 – в окрестности точки с $\rho = 0,462$; 2 – $\rho = 0,723$, $P_{\text{max}} = 0,61 \text{ МПа}$, $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$
Fig. 4. The variation velocity of gas around surface fiery of cylinder cover diesel engine 8 ChN 13/14: 1 – about of point with relative of radius $\rho = 0,462$; 2 – $\rho = 0,723$, $P_{\text{max}} = 0,61 \text{ МПа}$, $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$

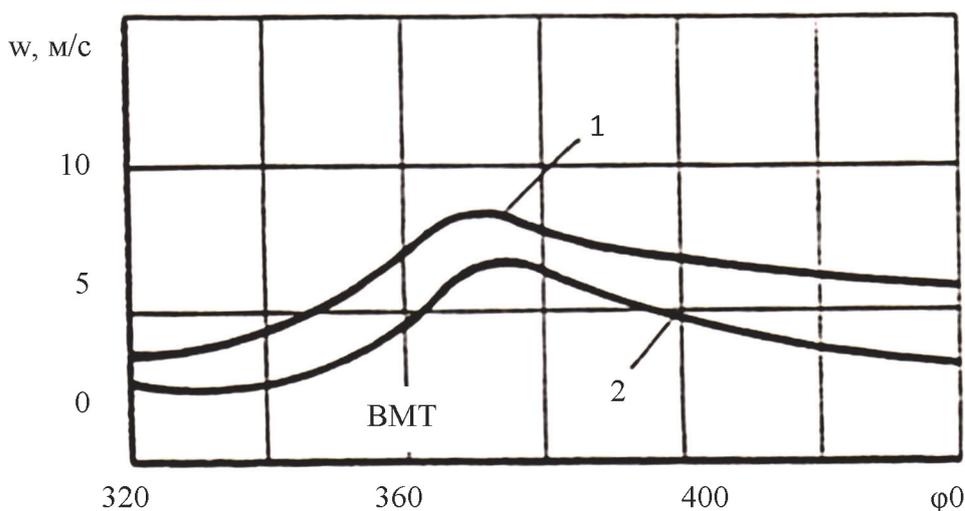


Рис. 5. Изменение скорости газа вблизи огневой поверхности крышки цилиндров дизеля 8 ЧН 13/14: 1 – в окрестности точки с $\rho = 0,815$; 2 – $\rho = 0,862$, $P_{\max} = 0,61$ МПа, $n = 1700$ мин⁻¹

Fig. 5. The variation velocity of gas around surface fiery of cylinder cover diesel engine 8 ChN 13/14: 1 – about of point with relative of radius $\rho = 0,815$; 2 – $\rho = 0,862$, $P_{\max} = 0,61$ МПа, $n = 1700$ min⁻¹

Заклучение

Полученные на основании обработки осциллограмм колебаний температуры поверхности крышки цилиндров дизельного двигателя 8 ЧН 13/14 [1, 2] и представленные в настоящей статье скорости рабочего тела являются локальными. Они могут служить экспериментальной базой для проверки скорости рабочего тела, определенных в результате численного решения уравнений основных законов сохранения и при разработке новых и модификации уже существующих математических моделей конвективного теплообмена в КС дизельных двигателей.

Список литературы

1. Руднев Б.И. Процессы локального теплообмена в камере сгорания дизелей. Владивосток: Дальнаука, 2000. 221 с.
2. Руднев Б.И. Процессы локального радиационно-конвективного теплообмена в камерах сгорания судовых дизелей: дис. ... доктора техн. наук: 05.08.05, 05.04.02. Владивосток, 1998. 439 с.
3. Bargende, M. Ermittlung der Ladungsbewegung in motorischen Brennraumen durch Messung instationarer Oberflächen-temperatururver-lante / M. Bargende, R.G. Putter // MTZ. 1986. Nr. 12. S. 533– 538.
4. Овсянников М.К., Волочков В.А., Соколов П.В. Количественные характеристики теплообмена в цилиндре четырехтактного дизеля // Энергомашиностроение. 1973. № 4. С. 38–39.
5. Розенблинт Г.Б. Теплопередача в дизелях. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.
6. Чайнов Н.Д., Заренбин В.Г., Иващенко Н.А. Тепломеханическая напряженность деталей двигателей. М.: Машиностроение, 1977. 152 с.
7. Костин А.К., Михайлов Л.И., Руднев Б.И. Исследование нестационарного теплообмена в камере сгорания дизеля // Рабочие процессы компрессоров и двигателей внутреннего сгорания: тр. ЛПИ. Л.: ЛПИ, 1980. № 370. С. 73– 79.

8. Руднев Б.И. Математическое моделирование и экспериментальное исследование радиационно-конвективного теплообмена в камере сгорания дизелей. Владивосток: ДВГУ, 1995. 120 с.
9. Бузник В.М. Теплопередача в судовых энергетических установках. Л.: Судостроение, 1967. 376 с.
10. Израильский Ю.Г., Повалихина О.В., Руднев Б.И. Математическая модель локального радиационного теплообмена в камере сгорания судового дизеля // Морские интеллектуальные технологии. 2016. Т. 1, № 3(33). С. 146–151.
11. Rudnev B.I., Povalikhina O.V. Spectral characteristics of flame in the combustion chamber of the diesel engine // International Conference Scientific research of the SOC countries: synergy and integration.. Beijing, China, 2019. P. 160–167.
12. Dent J.C., Silnaman S.I. Convective and radiative heat transfer in a high swirl direct injection Diesel engine // SAE Preprints. 1977. № 770407. 26 p.
13. Oguri T., Inaba S. Radiant heat transfer in Diesel engines // SAE Preprints. 1972. № 720023. 19 p.
14. Ball W.F., Pettifev H.F., Waterhouse C.N.F. Laser Doppler velocimeter measurements of turbulence in a direct-injection diesel combustion chamber // Proc. Int. Conf. Combust. Eng. Oxford, London. 1983. Vol. 1. P. 163–174.
15. Davis G.C., Borguakke C. The effect of in-cylinder flow processes (swirl, squish and turbulence intensity) on engine efficiency, model predictions // SAE Techn. Pap. Ser. 1982. № 820045.18 p.

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