

УТОЧНЕННАЯ ЗАВИСИМОСТЬ ДЛЯ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА НЕСТАЦИОНАРНОЙ ТЕПЛОТДАЧИ С УЧЕТОМ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ

АННОТАЦИЯ

Предложена формула для расчета коэффициента нестационарной теплоотдачи в камере сгорания поршневого двигателя. В отличие от известных формул она учитывает теплофизические свойства рабочего тела в пограничном слое и процесс тепловыделения в цилиндре. Изложен метод определения эмпирических коэффициентов, содержащихся в формуле, по результатам экспериментальных исследований и приведены их значения для отдельных двигателей.

ВВЕДЕНИЕ

Для расчета коэффициента теплоотдачи в камерах сгорания поршневых двигателей наиболее распространенными являются полуэмпирические формулы (так называемые α -формулы) Нуссельта, Ейхельберга, Брилинга, Розенблита, Ананда, Хохенберга, Вошни и др. [1]. Они получены либо непосредственно из экспериментальных исследований, либо на основе теории подобия последующим уточнением путем сопоставления с опытными данными. Очевидно, что введение эмпирических коэффициентов обусловлено существующим разнообразием поршневых двигателей, а также допущениями, принятыми при выводе формул. Анализ этих формул [1] показывает, что из теплофизических параметров, характеризующих рабочий процесс в цилиндре, они в основном содержат давление и температуру газа. В них, как правило, отсутствуют тепловыделение и температура поверхности камеры сгорания. Например, в формуле Вошни температура поверхности вводится в исключительных случаях, когда ее значения превышает 600 К. Эти формулы основаны на квазистационарном представлении, как рабочего процесса, так и процесса теплообмена.

В [1] предложена α -формула, отличающаяся от известных выражений для определения осредненных по поверхности значений коэффициента теплоотдачи тем, что при её выводе не использовались закономерности стационарного теплообмена, и задача изначально решалась в нестационарной постановке. Кроме того, формула учитывает тепловыделение в цилиндре двигателя, характер которого меняется не только в зависимости от типа двигателя и условий сгорания в нем, но и от скоростного и нагрузочного режима его работы.

На основе аналитического решения методом интегрального преобразования Лапласа уравнения Фурье-Кирхгофа, описывающего изменение температуры поперёк пограничного слоя, с учётом ряда

допущений получено выражение для осреднённого по поверхности коэффициента теплоотдачи [1]:

$$\alpha = \frac{b}{\sqrt{\pi}} \left[\frac{1}{\sqrt{\tau}} + \frac{2 \sqrt{\tau}}{c_p (T_\infty - T_w)} H_u \frac{\Delta x}{\Delta \tau} \right]. \quad (1)$$

Согласно выражению (1), коэффициент теплоотдачи рассматривается как функция тепловыделения $H_u \frac{\Delta x}{\Delta \tau}$ в камере сгорания двигателя. Это позволяет

исследовать взаимосвязь процессов выделения тепла и теплоотдачи в цилиндре. При выводе (1) учтено, что в течение малого промежутка времени $\Delta \tau$ температура рабочего тела T_∞ за пограничным слоем изменяется незначительно. Это позволяет считать теплофизические свойства рабочего тела в пограничном слое в данном интервале $\Delta \tau$ постоянными величинами. Таким образом, выражение (1) позволяет определить значение коэффициента теплоотдачи в интервале времени $[\tau_i, \tau_{i+1} = \tau_i + \Delta \tau]$. Подставляя в (1) значение $\tau = \Delta \tau$, несложно вычислить конечные значения α_i , соответствующие каждому интервалу $\Delta \tau_i$. Кроме того, с целью компенсации погрешностей, имеющих в результате допущений, принятых при выводе α -формулы, следует ввести в оба характерных слагаемых (1) опытные коэффициенты, в результате чего формула окончательно обретёт следующий вид:

$$\alpha = \frac{b}{\sqrt{\pi}} \left[C_1 + C_2 \frac{H_u \Delta x}{c_p (T_\infty - T_w)} \right]. \quad (2)$$

Теплофизические свойства рабочего тела в каждом интервале времени рассчитывались по средней температуре пограничного слоя $T_{cp} = 0,5(T_\infty + T_w)$.

Подбор эмпирических коэффициентов в формуле (2) осуществлялся следующим образом. В качестве «эталонных» принимались значения коэффициента теплоотдачи α , определённые по результатам эксперимента. Величины C_1 и C_2 из (2) в каждом случае вычислялись из условия обеспечения попарного равенства средних по времени (по углу поворота коленчатого вала) и максимальных значений α , определённых соответственно по (2) и по экспериментальным данным (рис. 1). Первое условие выражается равенством

$$\int_{\tau_{3.ВП}}^{\tau_{о.ВЫП}} \alpha_K(\tau) d\tau = \int_{\tau_{3.ВП}}^{\tau_{о.ВЫП}} \alpha_{Э}(\tau) d\tau, \quad (3)$$

где α_K и $\alpha_{Э}$ — соответственно значения коэффициента теплоотдачи, определённые по (2) и по экспериментальным данным соответственно; $\tau_{3.ВП}$ и $\tau_{о.ВЫП}$ — моменты времени, соответствующие закрытию впускных и открытию выпускных органов.

Принимая во внимание, что до момента начала горения топлива $\tau = \tau_{н.Г}$ второй член в (2) равен нулю (доля выгоревшего топлива $\Delta x = 0$), можно определить значение коэффициента C_1 :

$$\int_{\tau_{3.ВП}}^{\tau_{н.Г}} \frac{b}{\sqrt{\Delta\tau}} C_1 d\tau = \int_{\tau_{3.ВП}}^{\tau_{н.Г}} \alpha_{Э}(\tau) d\tau \Rightarrow C_1 = \sqrt{\Delta\tau} \frac{\int_{\tau_{3.ВП}}^{\tau_{н.Г}} \alpha_{Э}(\tau) d\tau}{\int_{\tau_{3.ВП}}^{\tau_{н.Г}} b(\tau) d\tau}. \quad (4)$$

Теперь из выражения (3) нетрудно определить величину коэффициента C_2 :

$$\begin{aligned} & \int_{\tau_{3.ВП}}^{\tau_{о.ВЫП}} \frac{b}{\sqrt{\Delta\tau}} C_1 d\tau + \int_{\tau_{3.ВП}}^{\tau_{о.ВЫП}} C_2 \frac{b}{\sqrt{\Delta\tau}} \frac{H_u \Delta x}{c_p (T_{\infty} - T_w)} d\tau = \\ & = \int_{\tau_{3.ВП}}^{\tau_{о.ВЫП}} \alpha_{Э}(\tau) d\tau \\ C_2 = \frac{\sqrt{\Delta\tau}}{H_u} & \frac{\int_{\tau_{3.ВП}}^{\tau_{о.ВЫП}} \alpha_{Э} d\tau - \frac{C_1}{\sqrt{\Delta\tau}} \int_{\tau_{3.ВП}}^{\tau_{о.ВЫП}} b d\tau}{\int_{\tau_{3.ВП}}^{\tau_{о.ВЫП}} \frac{b \Delta x}{c_p (T_{\infty} - T_w)} d\tau} \quad (5) \end{aligned}$$

В результате для дизеля 8ЧН 12/12 были получены следующие значения числовых коэффициентов:

- серийная головка цилиндра
 $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 161,9 \text{ кВт}$,
 $C_1 = 0,279$, $C_2 = 0,471$;
- экспериментальная головка цилиндра;
 $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 160,9 \text{ кВт}$,
 $C_1 = 0,293$, $C_2 = 0,513$;
- экспериментальная головка цилиндра;
 $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $N_e = 171,5 \text{ кВт}$,
 $C_1 = 0,295$, $C_2 = 0,489$;

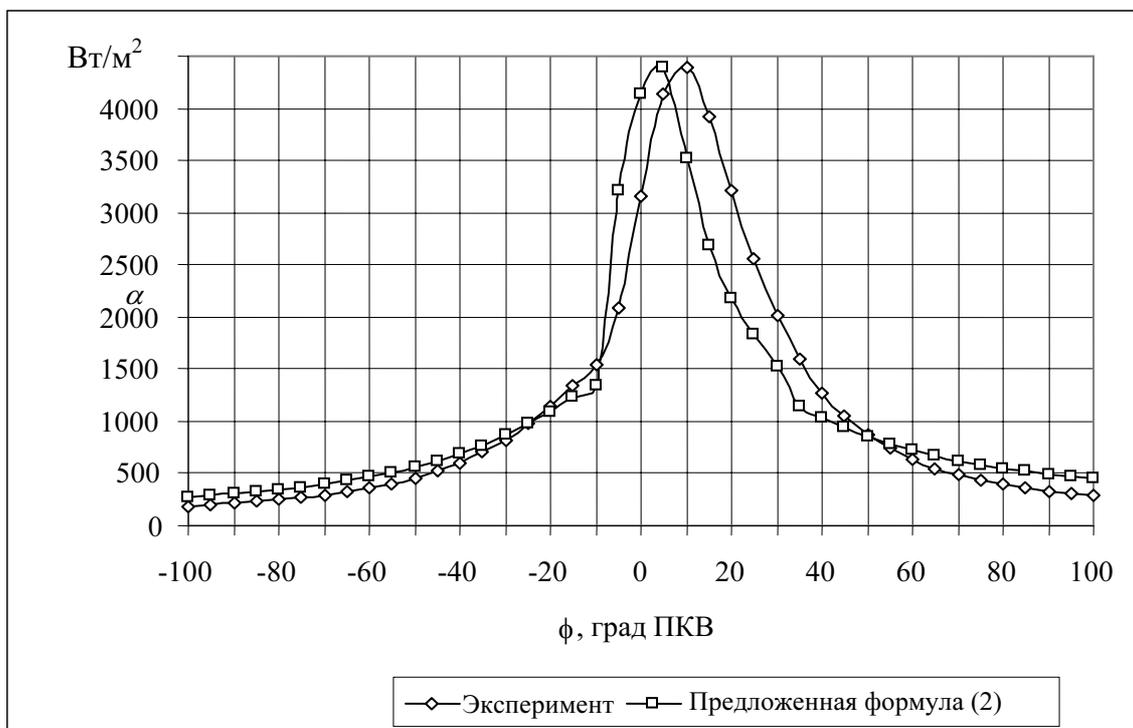


Рис. 1. Значения осреднённых по поверхности коэффициентов теплоотдачи, определённые по экспериментальным данным и по предложенной формуле (2)

Ранее сообщалось [1] о полученных значениях $C_1 = 0,50$ и $C_2 = 0,256$, что, очевидно, приведёт к завышенным значениям коэффициента теплоотдачи α_K на участке цикла до начала видимого сгорания в цилиндре, и заниженным значениям после воспламенения.

Выражение (2) можно переписать в виде

$$\alpha_K = \frac{b}{\sqrt{\pi}} [C_1 + C_2 K_R], \quad (6)$$

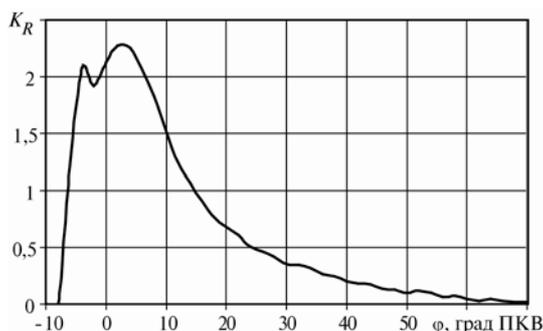


Рис. 2. Изменение числа K_R для дизеля КАМАЗ (двигатель 8ЧН 12/12, серийная головка цилиндра; $n = 1600 \text{ мин}^{-1}$; $N_e = 161,9 \text{ кВт}$)

где K_R безразмерный комплекс, впервые предложенный в работе [1], является критерием взаимодействия тепловыделения и теплоотдачи в камере сгорания двигателя.

$$K_R = \frac{H_u \Delta x}{c_p (T_\infty - T_w)}, \quad (7)$$

Как видно, число K_R представляет собой отношение количества теплоты, выделяемого в камере сгорания за промежуток времени $\Delta \tau$ в результате сгорания единицы массы топлива, к количеству теплоты, отводимому от единицы массы рабочего тела при его охлаждении от T_∞ до T_w .

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложена α -формула для расчета теплоотдачи в камере сгорания поршневого двигателя, учитывающая закономерности процесса тепловыделения. Изложен способ определения уточняющих коэффициентов формулы по результатам экспериментальных исследований. В частности, получены уточнённые значения этих коэффициентов применительно к дизелю КамАЗ. Вычислены значения критерия взаимодействия тепловыделения и теплоотдачи в КС для указанных выше режимов работы.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

- T_∞ — температура газа в цилиндре двигателя за пограничным слоем;
- T_w — температура поверхности камеры сгорания;
- T_{cp} — средняя температура пограничного слоя;
- $\varphi = \omega \tau$ — угол поворота коленчатого вала;
- τ — текущее время;
- $\Delta \tau$ — шаг по времени;
- Δx — доля выгоревшего за время $\Delta \tau$ топлива;
- $b = \sqrt{\lambda c_p \rho}$ — коэффициент проникновения теплоты для пограничного слоя;
- λ — теплопроводность газа;
- c_p — теплоемкость при постоянном давлении;
- ρ — плотность;
- H_u — низшая теплота сгорания топлива;
- n — частота вращения коленчатого вала;
- N_e — эффективная мощность двигателя;
- K_R — безразмерное число.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант 05-08-01311а).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 591 с.