

ТРАНСЦЕНДЕНТНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ОЦЕНКИ ТЕПЛОВЫХ ПОТЕРЬ В ОХЛАЖДАЮЩУЮ ВОДУ

И.Л. Алексеев, ст. преподаватель; Л.И. Ковальчук, д.т.н., проф.
Балтийская Государственная академия РФ

Применение известных зависимостей об отводе теплоты, передаваемой в охлаждающую воду, не связывает потери тепла с показателями рабочего цикла двигателя. Предложены трансцендентные зависимости для оценки относительных тепловых потерь двух- и четырехтактных дизелей в охлаждающую воду, в которых эти потери выражены в функции параметров рабочего процесса, основных размеров цилиндра и средней скорости поршня, обладающие значительной универсальностью и достаточной для решения практических задач точностью.

При проектировании новых и форсировании существующих двигателей для расчета системы охлаждения и оценки удельного теплового потока в деталях, ограничивающих объем камеры сгорания, необходимо располагать количеством теплоты, передаваемой охлаждающей жидкости Q_w . На основе элементарных физических представлений о процессах теплообмена, для определения потерь тепла в практике стендовых испытаний двигателей используется зависимость $Q_w = G_w \cdot C_w (t_{w2} - t_{w1})$, где G_w — расход охлаждающей воды, кг/ч; C_w — теплоемкость воды, кДж/(кг·°С), t_{w2} и t_{w1} — температура воды соответственно на выходе из двигателя и на входе в двигатель, °С.

Применение этой зависимости при проектировании двигателей и теоретических исследованиях, теплонапряженности их деталей невозможно, поскольку она не связывает потери в охлаждающую воду с показателями рабочего цикла двигателя, основными размерами цилиндра и другими факторами, оказывающими влияние на эти потери.

Настоящее исследование было выполнено в целях установления зависимостей для тепловых потерь в охлаждающую воду, которые позволяют оценить влияние на эти потери геометрических размеров цилиндра, показателей рабочего цикла, режима работы двигателя и других факторов.

Анализ результатов ранее выполненных исследований показывает, что подходы к решению поставленной задачи могут быть различными [1, 2, 3]. Для достижения поставленных целей исследования были предприняты возможности построения трансцендентных зависимостей для

определения относительных потерь теплоты дизелей в охлаждающую воду, обладающих универсальностью и достаточной для решения практических задач точностью.

Известно, что в практике для количественного описания многофакторных процессов широко используются эмпирические зависимости степенного вида. Поэтому первоначально была выполнена серия поисковых расчетов для решения поставленной задачи посредством представления искомой функции в виде

$$q_w = C_0 \left(\frac{p_{me}}{\eta_e} \right)^{x_1} (F_w)^{x_2} (C_m)^{x_3}, \quad (1)$$

где q_w — относительная величина потерь в охлаждающую воду; p_{me}/η_e — отношение среднего эффективного давления в МПа к эффективному КПД, т. е. величина, пропорциональная цикловой подаче топлива; F_w — охлаждаемая поверхности рабочего цилиндра, м²; C_m — средняя скорость поршня, м/с.

Для определения неизвестных C_0, x_1, x_2, x_3 степенной функции (1) были использованы известные значения параметров $q_w, p_{me}, \eta_e, F_w, C_m$ дизелей различной размерности, быстроходности и уровня форсирования, заимствованные из работ [2–4].

В выборку для построения искомой функции вошли данные по двухтактным дизелям (42 единицы): $D = 0,15–0,96$ м; $S = 0,17–3,05$ м; $p_{me} = 0,455–1,97$ МПа; $C_m = 5–11$ м/с; $n = 76–1650$ об/мин; $\eta_e = 0,35–0,502$; $q_w = 0,061–0,175$ и четырехтактным дизелям (25 единиц): $D = 0,17–0,64$ м; $S = 0,11–0,9$ м; $p_{me} = 0,469–2,48$ МПа; $C_m = 5,0–13,58$ м/с; $n = 333–1900$ об/мин; $\eta_e = 0,286–0,476$; $q_w = 0,07–0,338$.

В процессе выполнения расчетов и анализа полученных результатов появилось предположение о целесообразности представления уравнения для описания исследуемых процессов видоизменной степенной зависимостью вида

$$1 - q_w = C_0 \left(\frac{p_{me}}{\eta_e} \right)^{q_w} k_1(F_w) k_2(C_m), \quad (2)$$

где $C_0, k_1(F_w)$ и $k_2(C_m)$ — параметры, подлежащие определению.

Принципиальное различие между уравнениями (1) и (2) состоит в том, что во втором случае вводятся в рассмотрение переменные показатели

степени (т. е. трансцендентная функция) и некоторые функции $k_1(F_w)$ и $k_2(C_m)$, явный вид которых неизвестен и определяется по результатам экспериментальных исследований тепловых потерь дизелей в охлаждающую воду.

Автором работы [1] высказано предположение, что форма представления взаимосвязей между параметрами исследуемого процесса (1) может быть вполне произвольной и не требовать никакого теоретического обоснования. Поэтому применение степенных комплексов для количественного описания многофакторных процессов следует рассматривать как чисто расчетный прием. Это, по-видимому, в полной мере можно отнести и к представлению вида (2), тем более что в последующем будет показана большая гибкость и общность представлений вида (2) применительно к количественному описанию процессов теплоотдачи дизелей в охлаждающую воду.

Рассмотрим последовательность построения расчетных зависимостей вида (2) для оценки тепловых потерь двух- и четырехтактных дизелей в охлаждающую воду. Предполагается, что если перечень факторов, определяющих процесс и стоящих в правой части представления вида (2), выбран правильно, то равенство левой и правой частей должно достигаться посредством подчинения определенным закономерностям изменения функций $k_1(F_w)$ и $k_2(C_m)$.

В соответствии с этим предположением, вычислительный процесс определения явного вида функций $k_1(F_w)$ и $k_2(C_m)$ реализуется в два этапа.

На первом этапе определяются численные значения k_1 по массиву опытных данных параметров q_w, P_{me}, η_e, F_w . Вычисления производятся с использованием соотношения

$$k_1 = \frac{1 - q_w}{\left(\frac{P_{me}}{\eta_e}\right)^{q_w} F_w} \quad (3)$$

Расчет показывает, что достаточно точное описание опытных данных функцией вида $k_1 = f(F_w)$ достигается в случае, если независимая переменная F_w представлена в виде суммы трех слагаемых:

$$F_w = \pi DS + \frac{\pi D^2}{4} + \frac{\pi D^2}{4} S = \frac{\pi}{4} D^2 S \left(1 + \frac{1}{S} + \frac{4}{D}\right), \quad (4)$$

где πDS — поверхность охлаждения цилиндровой втулки; $(\pi D^2)/4$ — поверхность цилиндровой крышки; $(\pi/4)D^2 S$ — рабочий объем цилиндра.

Посредством графического представления вычисленных значений k_1 по уравнению (3) и F_w по (4) и определяется явный вид зависимости $k_1 = f(F_w)$. Для двухтактных дизелей эта зависимость приведена на рис. 1.

Если учесть, что численные значения параметров q_w, P_{me}, η_e заданы с погрешностями, то по расположению точек на рис. 1 и величине раз-

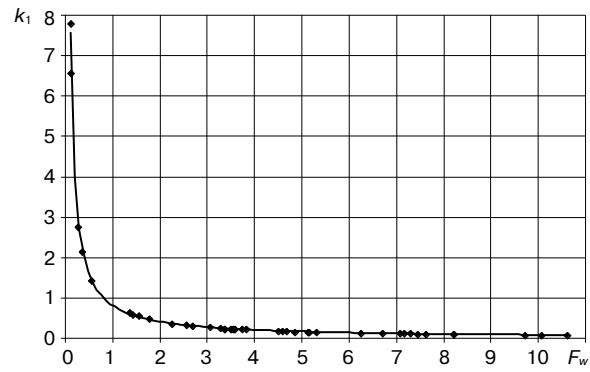


Рис. 1. Зависимость $k_1 = f(F_w)$ для двухтактных дизелей

броса можно сделать заключение о том, что зависимость $k_1 = f(F_w)$ является не случайной. С достаточно высокой степенью приближения ($R^2 = 0,9993$) эта зависимость аппроксимирована степенной функцией

$$k_1(F_w) = 0,8095 \cdot F_w^{-0,9739} \quad (5)$$

На втором этапе вычисления определяется явный вид зависимости $k_2 = f(C_m)$. Вычисления производятся по соотношению

$$k_2 = \frac{1 - q_w}{\left(\frac{P_{me}}{\eta_e}\right)^{q_w} 0,80595 \cdot F_w^{0,0261} C_m} \quad (6)$$

Зависимость $k_2 = f(C_m)$ для двухтактных двигателей приведена на рис. 2 и аппроксимирована степенной функцией

$$k_2(C_m) = 0,8859 \cdot C_m^{-0,9399} \quad (7)$$

Подстановкой (5) и (7) в (2) получена расчетная трансцендентная зависимость для оценки тепловых потерь двухтактных дизелей в охлаждающую воду в виде

$$1 - q_w = 0,7171 \left(\frac{P_{me}}{\eta_e}\right)^{q_w} F_w^{0,0261} C_m^{0,0601} \quad (8)$$

По описанному выше алгоритму получена расчетная трансцендентная зависимость для оценки тепловых потерь четырехтактных дизелей в ох-

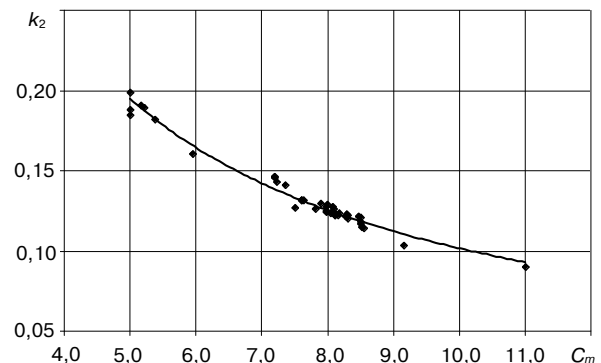


Рис. 2. Зависимость $k_2 = f(C_m)$ для двухтактных дизелей

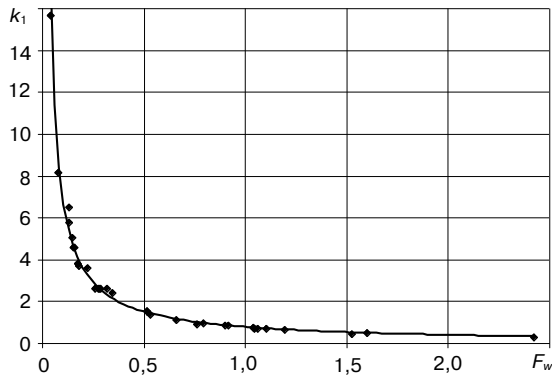


Рис. 3. Зависимость $k_1 = f(F_w)$ для четырехтактных дизелей

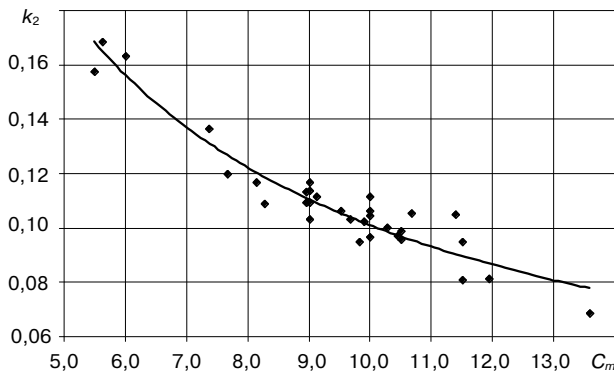


Рис. 4. Зависимость $k_2 = f(C_m)$ для четырехтактных дизелей

охлаждающую воду. Для этих двигателей $k_1 = f(F_w)$ и $k_2 = f(C_m)$ приведены на рис. 3 и 4 и аппроксимированы степенными функциями вида

$$k_1(F_w) = 0,7945 \cdot F_w^{-0,9379} \text{ и } k_2(C_m) = 0,7223 \cdot C_m^{-0,854}, \quad (9)$$

после подстановки которых в (2) получена трансцендентная зависимость:

$$1 - q_w = 0,5739 \left(\frac{p_{me}}{\eta_e} \right)^{q_w} F_w^{0,0621} C_m^{0,146}. \quad (10)$$

На основе трансцендентных зависимостей (8) и (10) могут быть получены простые сравнительные расчетные формулы для оценки тепловых потерь в охлаждающую воду у дизелей.

Прологарифмируем (2) и разложим функцию $\ln(1 - q_w)$ в степенной ряд:

$$\ln(1 - q_w) = -q_w - \frac{q_w^2}{2} - \frac{q_w^3}{3} - \frac{q_w^4}{4} - \dots \quad (11)$$

С учетом того, что у современных дизелей потери в охлаждающую воду обычно меньше 20 %, достаточно учесть только первые два слагаемых степенного ряда. Тогда:

$$q_w^2 + 2 \left(1 + \ln \frac{p_{me}}{\eta_e} \right) \cdot q_w + 2 \ln C_o + 2 \ln k_1(F_w) + 2 \ln k_2(C_m) = 0. \quad (12)$$

На основе уравнения (12) получены следующие формулы для оценки тепловых потерь в охлаж-

дающую воду:

– двухтактные дизели

$$q_w = - \left(1 + \ln \frac{p_{me}}{\eta_e} \right) + \sqrt{\left(1 + \ln \frac{p_{me}}{\eta_e} \right)^2 - 2 \ln 0,7171 - 0,0522 \ln F_w - 0,1202 \ln C_m}; \quad (13)$$

– четырехтактные дизели

$$q_w = - \left(1 + \ln \frac{p_{me}}{\eta_e} \right) + \sqrt{\left(1 + \ln \frac{p_{me}}{\eta_e} \right)^2 - 2 \ln 0,5739 - 0,1242 \ln F_w - 0,292 \ln C_m}. \quad (14)$$

При необходимости, когда $q_w \geq 20 \%$, в расчетах следует учитывать первые четыре слагаемых степенного ряда. Тогда задача сводится к решению уравнения четвертой степени относительно q_w , среди четырех корней которого физическому смыслу задачи отвечает минимальный.

Этот корень проще всего может быть найден методом последовательных приближений. В качестве первого приближения целесообразно принять значение q_w , полученные по формулам (13) или (14).

Следует отметить, что при нахождении искомым параметров в зависимостях (8) и (10) были использованы численные значения q_w , p_{me} , η_e , F_w и C_m , соответствующие номинальным режимам работы. Однако диапазон изменения располагаемых экспериментальных данных изменялся от минимальных до максимальных значений, полученных экспериментально на дизелях различной размерности, быстроходности и уровня форсирования. Поэтому можно предположить, что найденные зависимости будут справедливы и для долевых режимов работы двигателей и могут быть использованы для количественных оценок изменения тепловых потерь в охлаждающую воду во всем поле возможных режимов работы двух- и четырехтактных дизелей.

Литература

1. Гухман А.А. Введение в теорию подобия — М.: Высшая школа, 1973. — 303 с.
2. Костин А.К. и др. Теплонапряженность двигателей внутреннего сгорания: Справочное пособие. — М.: Машиностроение, 1979. — 222 с.
3. Дьяченко Н.Х. Теория двигателей внутреннего сгорания / под редакцией Н.Х. Дьяченко — М.: Машиностроение, 1974. — 362 с.
4. Бехрендт Ц. Математические модели функционирования судового энергетического комплекса с глубокой утилизацией теплоты // Дисс. ... докт. техн. наук. — Калининград. 2004. — 374 с.