

Нгуен Ван Зионг, А.В. Белогуб

## РАСЧЁТ ПРОЦЕССА ТЕПЛОТДАЧИ В ДИЗЕЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ ТИПА Д-100 С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИЗВЕСТНЫХ $\alpha$ -ФОРМУЛ

*При разработке конструкций альтернативных поршней для двигателей типа Д100 авторы настоящего исследования столкнулись с проблемой моделирования тепловых граничных условий, которые непосредственно связаны с конкретным рабочим процессом. В работе проведено моделирование рабочего процесса 2х-тактного дизеля со встречно движущимися поршнями для анализа влияния применяемых для расчета различных формул коэффициента теплоотдачи ( $\alpha$ -формулы) на тепловой баланс двигателя. Проанализировано девять  $\alpha$ -формулы известных авторов для номинального и частичных режимов. Моделирование показало, что при применении известных  $\alpha$ -формулы с оригинальными коэффициентами средняя по циклу теплоотдача в стенки на номинальном режиме составляет от 1,4 до 13%, т.е. отличается практически в 10 раз. Кроме того, все значения средней теплоотдачи занижены. Показано, что любую из рассмотренных формул можно модифицировать для применения к исследуемому двигателю путем изменения одного из входящих коэффициентов, что требует соответствующих экспериментальных данных. Приняв потерю тепла в стенки, равную 20%, авторы получили для каждой из  $\alpha$ -формулы один из коэффициентов, удовлетворяющих принятому условию. Сравнение с имеющимися экспериментальными данными, полученными для данного двигателя Г.Б. Розенблитом, показало, что для рассмотренного типа двигателя предпочтительно применение  $\alpha$ -формулы, предложенной Р.З. Кавтарадзе и модифицированной по результатам эксперимента.*

### Введение

Для синтеза конструкций деталей и узлов поршневого двигателя, обязательно включающего в себя анализ теплового и силового нагружения, необходимо иметь параметры этого нагружения. Источником исходных данных при этом являются либо результаты экспериментальных исследований аналогов, либо результаты теплового расчета двигателя. Очевидно, что для новых изделий второй подход является предпочтительным.

В широко известных методиках расчета рабочего процесса, например, [1,2], для определения тепловых потоков между головкой цилиндра, цилиндром, поршнем используются различные способы определения теплопередачи от рабочего тела или к нему.

Корректность теплового расчета ДВС существенно зависит, в том числе, и от точности расчета процесса теплоотдачи в стенки цилиндра, днища поршня, головки цилиндра, точнее от того, с какой точностью мы найдём коэффициент теплоотдачи  $\alpha_T$ , для расчета которого широко используются так называемые  $\alpha$ -формулы. Эти формулы получены с использованием теории подобия и результатов эксперимента на конкретных двигателях. Часто эти формулы получены для номинального режима. При этом авторы известных формул (именем которых они и названы) делают достаточно много оговорок, связанных с использованием теории подобия. Например, использование средней скорости поршня вместо мгновенной скорости потока, диаметра поршня как определяющего линейного размера и др. Это приводит к приближенному учету всех физических факторов, влияющих на коэффициент

теплопередачи на протяжении всего цикла, известным отклонениям от требований теории подобия.

В настоящее время существует достаточно много методов определения коэффициентов теплоотдачи, а также множество трудов по использованию этих формул в дизельных и бензиновых ДВС [3,4,5,6]. Однако применимость данных зависимостей ко всему диапазону двигателей проанализирована недостаточно. В частности, авторы настоящего исследования столкнулись с проблемой моделирования тепловых граничных условий для синтеза конструкции облегченного поршня для семейства дизелей Д100. Особенно остро проблема стоит при определении тепловых нагрузок в переходных процессах.

### Цель исследования

Целью данного исследования является анализ применимости различных  $\alpha$ -формулы для теплового расчета 2х-тактного дизеля со встречно движущимися поршнями и выбор методики расчёта процесса теплоотдачи (формулы для определения  $\alpha_T$ ), позволяющей выполнить тепловой расчет с минимальным отклонением от экспериментальных значений для всего диапазона работы двигателя.

### Основная часть

**Инструмент.** Для проведения исследования по известным методикам [1,2] была разработана программа расчета индикаторной диаграммы, при этом, кроме известных допущений, принято значение коэффициента теплоотдачи в стенки цилиндра и днища поршней постоянными по всей поверхности, а для настройки программы и предварительного анализа принято, что доля теплоты на охлаждение на номинальном режиме равна 20% от внесен-

ной теплоты. Для моделирования процесса сгорания принята расширенная модель И.И. Вибе [9].

Программа расчета написана в среде «Матлаб» с использованием оператора цикла для расчета параметров газов в цилиндре.

#### Выбор методики расчёта теплообмена

Для расчёта теплообмена в ДВС используются  $\alpha$ -формулы, предложенные Г. Вошни, В. Аннандом, И. М. Лениным – А.В. Костровым, В. Нусельтом, Г. Хохенбергом, Г. Эйхельбергом, Х. Цапфом, Р. З. Кавтарадзе, Н. Р. Брилингом и другими.

#### Формула Г. Вошни [1]:

$$\alpha_{ii} = C_{\text{баз}} \cdot \frac{(P_i \cdot 10^{-5})^{0,8} \cdot \omega_i^{0,8}}{T_i^{0,53} \cdot D^{0,2}}, \quad (1)$$

где  $D$  – диаметр цилиндра, м;  $\omega_i$  – текущая скорость движения газов в цилиндре, м/с;  $C_{\text{баз}} = 130$  – постоянный коэффициент.

В период газообмена и сжатия

$$\omega_i = \left( 2,28 + 0,308 \cdot \frac{C_{\tau}}{C_m} \right) \cdot C_m. \quad (2)$$

В период сгорания и расширения

$$\omega_i = \left( 2,28 + 0,308 \cdot \frac{C_{\tau}}{C_m} \right) \cdot C_m + 3,24 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{T_i}{P_i \cdot V_i} V_h \cdot \left[ P_i - P_v \cdot \left( \frac{V_v}{V_i} \right)^{nc} \right]. \quad (3)$$

где  $V_v$  – объём цилиндра в начале сжатия, м<sup>3</sup>;  $P_v$  – давление газов в цилиндра в начале сжатия, Па;  $V_h$  – рабочий объём, м<sup>3</sup>;  $C_m$  – средняя скорость поршня, м/с;  $C_{\tau}$  – тангенциальная составляющая скорости рабочего тела относительно поверхности стенок цилиндра, м/с;  $nc$  – среднее значение показателя политропы на участке сжатия.

$$C_m = \frac{S \cdot n}{30}, \quad (4)$$

где  $S$  – ход поршня, м;  $n$  – частота вращения коленчатого вала,  $\text{мин}^{-1}$ .

#### Формула В. Аннанда [8].

$$\alpha_{ii} = C_{\text{баз}} \cdot \lambda_i \frac{\rho_i^{0,7} \cdot C_m^{0,7}}{\mu_{\text{дин}}^{0,7} \cdot D^{0,3}} + 2,1 \cdot 10^{-13} (T_i^4 - T_w^4), \quad (5)$$

где  $\lambda_i$ ,  $\rho_i$ ,  $\mu_{\text{дин}}$  – соответственно, текущая теплопроводность, Вт/(м·К); текущая плотность, кг/м<sup>3</sup>; текущая динамическая вязкость смеси газов в цилиндре, Па·с;  $C_{\text{баз}} = 0,26$  – постоянный коэффициент.

Величины, входящие в уравнение (5), рассчитываются с использованием следующих зависимостей:

$$\lambda_i = 0,000361 \cdot T_i^{0,75}, \quad (6)$$

$$\rho_i = 3,49 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{P_i}{T_i}, \quad (7)$$

$$\mu_{\text{дин}} = 0,56 \cdot 10^{-6} \cdot T_i^{0,62}. \quad (8)$$

#### Формула И.М. Ленина – А.В. Кострова [9].

$$\alpha_{ii} = C_{\text{баз}} \cdot C \cdot \sqrt[3]{P_i^2 \cdot T_i} \cdot (A + B \cdot \omega_{cp}) + 0,421 \cdot \frac{\left( \frac{T_i}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_w}{100} \right)^4}{T_i - T_w}, \quad (9)$$

где  $A = 1$ ,  $B = 0,055$ ,  $C = 0,99$  – коэффициенты, предложенные И. М. Лениным и А. Н. Костровым;  $C_{\text{баз}} = 1,163$  – постоянный коэффициент;  $T_w$  – температура стенки цилиндра.

В уравнении (9) величина  $\omega_{cp}$  рассчитывается следующим образом:

$$\omega_{cp} = \gamma_r \cdot V_h \cdot n \cdot 30 \cdot f_s, \quad (10)$$

где  $\gamma_r$  – коэффициент остаточных газов;  $f_s$  – площадь проходных сечений впускных клапанов;

#### Формула В. Нусельта [5].

$$\alpha_{ii} = C_{\text{баз}} \cdot \left[ 1 + 1,24 \cdot C_m \cdot \sqrt[3]{(P_i \cdot 10^{-5})^2 \cdot T_i} + \frac{\left( \frac{T_i}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_w}{100} \right)^4}{T_i - T_w} \right], \quad (11)$$

$C_{\text{баз}} = 1,16$  – постоянный коэффициент.

#### Формула Г. Хохенберга [4].

$$\alpha_{ii} = C_{\text{баз}} \cdot T_i^{-0,4} \cdot (P_i \cdot 10^{-5})^{0,8} \cdot V_i^{-0,06} \cdot (C_m + 1,4)^{0,8}, \quad (12)$$

где  $C_{\text{баз}} = 130$  – постоянный коэффициент.

#### Формула Г. Эйхельберга [4].

$$\alpha_{ii} = C_{\text{баз}} \cdot 10^{-2} \cdot C_m^{1/3} \cdot \sqrt{P_i \cdot T_i}, \quad (13)$$

где  $C_{\text{баз}} = 0,779$  – постоянный коэффициент.

#### Формула Х. Цапфа [4].

$$\alpha_{ii} = C_{\text{баз}} \cdot C_m^{0,78} \cdot (P_i \cdot 10^{-5})^{0,78} \cdot D^{-0,22} \cdot T_i^{-0,52}, \quad (14)$$

где  $C_{\text{баз}} = 535$  – постоянный коэффициент.

#### Формула Р. З. Кавтарадзе [4].

$$\alpha_{ii} = \frac{b_i}{\sqrt{\Delta\tau}} \cdot \left[ C_{\text{баз}} + C_2 \cdot \frac{H_u \cdot \Delta x_i}{C_p (T_i - T_w)} \right], \quad (15)$$

где  $C_{\text{баз}} = 0,27$  и  $C_2 = 0,177$  – эмпирические коэффициенты;  $H_u$  – низшая теплота сгорания топлива;  $\Delta\tau$  – расчётный интервал времени;  $\Delta x_i$  – тепловыделение за расчётный интервал  $\Delta\tau$ ;  $C_{pi}$  – удельная массовая изобарная теплоёмкость;  $T_w$  – температура стенки цилиндра;  $b_i$  – коэффициент проникновения теплоты,  $b_i = \sqrt{C_{pi} \cdot \lambda_i \cdot \rho_i}$ ;  $C_{pi} = 0,0963 \cdot T_i + 1005$ , при  $T_i \leq 900$ , К;  $C_{pi} = 0,0762 \cdot T_i + 837,4$ , при  $T_i > 900$ , К.

#### Формула Н. Р. Брилинга [6].

$$\alpha_{ii} = C_{\text{баз}} \cdot (1 + 1,45 + 0,185 \cdot C_m) \cdot \sqrt[3]{(P \cdot 10^{-5}) \cdot T_i} + 0,421 \cdot \frac{\left(\frac{T_i}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_w}{100}\right)^4}{T_i - T_w}, \quad (16)$$

где  $C_{\text{баз}} = 1,16$  – постоянный коэффициент.

Приведенные формулы получены авторами для конкретных двигателей и очевидно, что их нельзя использовать для всех ДВС и для всех режимов с достаточной точностью, потому что условия работы индивидуальны:

- у каждого двигателя свои режимы и свои условия работы;

- они получены эмпирически без учёта разделения цилиндра двигателя на зоны с разными температурами;

- теплопередача излучением учитывается косвенно (при помощи эмпирических коэффициентов) во всех формулах, за исключением формул В. Аннанда, И. М. Ленина - А. В. Кострова и Н. Р. Брилинга, где она учитывается как отдельный член.

#### Моделирование теплоотдачи

Проверка приведенных  $\alpha$ -формул выполнялась сравнением результатов расчёта количества теплоты, переданной в стенки цилиндра согласно формулам (1...15), с результатом расчёта этого количества теплоты методом внутреннего теплового баланса. Последний основывается на том, что теплота, привнесённая топливом  $Q_T$  и попавшая в цилиндр с топливом  $Q_{mT}$ , распределяется следующим образом:

$$Q_T + Q_{mT} = Q_i + Q_{\text{цв}} + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{цс}}, \quad (17)$$

где  $Q_i$  – теплота, преобразованная в индикаторную работу;

$Q_{\text{охл}}$  – теплота, переданная в стенки цилиндра и днища поршней,

$$Q_{\text{охл}} = \sum_{i=1}^n \alpha_{T_i} \cdot \left[ F_{\text{ци}} \cdot (T_i - T_{\text{ц}}) + F_{\text{п}} \cdot (2 \cdot T_i - T_{\text{верх}} - T_{\text{низ}}) \right] \cdot \Delta\tau \quad (18)$$

где  $F_{\text{ци}}$ , – текущая площадь цилиндра;  $F_{\text{п}}$  – площадь поршней;  $T_i$  – текущая температура газов в цилиндре;  $T_{\text{ц}}$ ,  $T_{\text{верх}}$  и  $T_{\text{низ}}$  – соответственно средняя температура цилиндра, поршней верхнего и нижнего<sup>1</sup>;  $\Delta\tau$  – расчетный промежуток времени;  $n$  – число расчетных интервалов.

$Q_{\text{цв}}$  – внутренняя энергия отработавших газов,

$$Q_{\text{цв}} = \sum_{in} \Delta M_{\text{цв}i} \cdot C_{\text{пр}i} \cdot (T_{\text{цв}i} - TS), \quad (19)$$

<sup>1</sup> В более строгой постановке указанные температуры должны определяться из решения задач теплового нагружения поршня и цилиндра.

где  $in$  – номер расчетного промежутка времени в момент открытия выпускного окна;  $ik$  – номер расчетного промежутка времени в момент закрытия выпускного окна;  $\Delta M_{\text{цв}i}$  – масса газа, ушедшая из надпоршневой полости в выпускной канал за расчетный промежуток времени  $\Delta\tau$ ;  $C_{\text{пр}i}$  – текущая теплоёмкость газа, ушедшая из надпоршневой полости в выпускной канал;  $T_{\text{цв}i}$  – текущая температура газа, ушедшая из надпоршневой полости в выпускной канал;  $TS$  – температура воздуха перед выпускными окнами.

$Q_{\text{цс}}$  – теплота, ушедшая из цилиндра во впускной канал,

$$Q_{\text{цс}} = \sum_{in} \Delta M_{\text{цс}i} \cdot C_{\text{пр}i} \cdot (T_{\text{цс}i} - TS), \quad (20)$$

где  $in$  – номер расчетного промежутка времени в момент открытия впускного окна;  $ik$  – номер расчетного промежутка времени в момент закрытия впускного окна;  $\Delta M_{\text{цс}i}$  – масса газа, ушедшая из надпоршневой полости во впускной канал за расчетный промежуток времени  $\Delta\tau$ ;  $C_{\text{пр}i}$  – текущая теплоёмкость газа, ушедшая из надпоршневой полости во впускной канал;  $T_{\text{цс}i}$  – текущая температура газа, ушедшая из цилиндра.

Теплота  $Q_T$  рассчитывается следующим образом

$$Q_T = H_u \cdot m_T \cdot X_z, \quad (21)$$

где  $H_u$  – низшая теплота сгорания топлива;  $m_T$  – масса топлива, поступившего в цилиндр за один цикл;  $X_z$  – доля топлива, сгорающая за один цикл.

Величина  $Q_{mT}$  определяется как

$$Q_{mT} = m_T \cdot C_T \cdot (T_T - TS), \quad (22)$$

где  $C_T$  – теплоёмкость топлива;  $T_T$  – температура топлива.

Абсолютная погрешность

$$\Delta Q = Q_T + Q_{mT} - (Q_i + Q_{\text{цв}} + Q_{\text{охл}} + Q_{\text{цс}}). \quad (23)$$

Относительная погрешность

$$\varepsilon = \frac{\Delta Q}{Q_T + Q_{mT}} \cdot 100\%. \quad (24)$$

Количество теплоты, поступившей в цилиндр с топливом за один цикл составляет примерно 0,1...0,3%, ушедших из цилиндра во впускной канал – 0,03%, что много меньше, чем теплота сгорания топлива, поэтому величинами  $Q_{mT}$ ,  $Q_{\text{цс}}$  пренебрегаем.

#### Анализ результатов расчетов

В таблице 1 и на рисунках 1,2 приведены результаты расчета теплового баланса с использованием  $\alpha$ -формул (1...15). Расчеты выполнены для

двигателя 10Д100 (20,7/25,4) при действительной степени сжатия  $\epsilon_d = 14,8$ , коэффициенте избытка воздуха  $\alpha = 2,0$ , частоте вращения коленчатого вала

$n = 850 \text{ мин}^{-1}$ .

Коэффициент использования топлива принят 0,99.

Таблица 1. Результаты расчета с использованием коэффициентов теплоотдачи по оригинальным  $\alpha$ -формулам (4)-(15)

$\alpha$ -формула	$C_{\text{баз}}$	$Q_i, \%$	$Q_{\text{охл}}, \%$	$Q_{\text{цв}}, \%$
Г. Вошни	128	0,4956	8,2	40,75
В. Аннанда	0,26	0,5079	5,51	42,04
И.М. Ленина – А.В. Кострова	1,163	0,5204	1,4	44,53
В. Нуссельта	1,16	0,4905	10,93	38,84
Г. Хохенберга	130	0,4984	7,84	40,81
Г. Эйхельберга	0,779	0,4995	8,91	39,82
Х. Цаффа	535	0,4908	10,54	39,1
Р.З. Кавтарадзе	0,27	0,486	13,77	36,77
Н.Р. Брилинга	1,16	0,5106	4,6	42,61

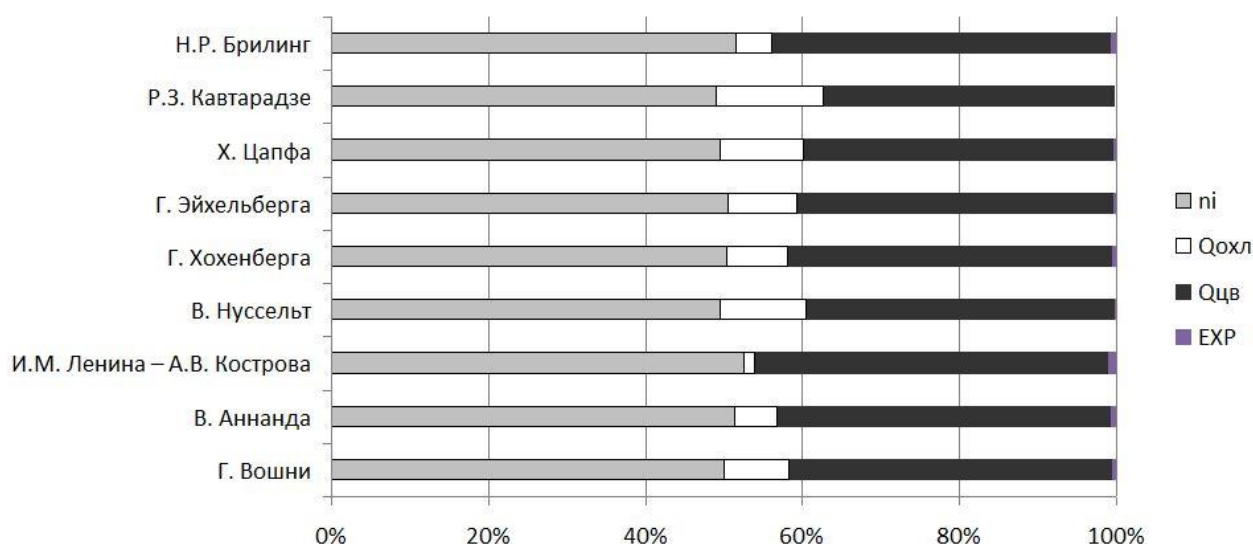


Рис. 1. Распределение теплоты, рассчитанное по различным  $\alpha$ -формулам

Из таблицы 1 и рис.1 видно, что при использовании формулы И.М. Ленина - А.В. Кострова теплоотдача в стенки составляет всего 1,4%. По другим формулам теплота, переданная в стенки цилиндра и головки поршней является достаточно малой, максимально 13 % по формуле Р.З. Кавтарадзе. Индикаторный КПД ( $Q_i$ ) также существенно завышен, по результатам экспериментов он составляет 47%.

В [10] и других источниках показано, что доля теплоты, передаваемая охлаждающей среде может достигать 30% для дизеля с наддувом (в дальнейшем нами проведен расчет для дизеля 10Д100, где принято  $Q_{\text{охл}} = 20 \%$  ).

На рис.2 приведены мгновенные значения коэффициентов теплопередачи, рассчитанные по ори-

гинальным формулам (4)-(15). Максимальное значение коэффициента  $\alpha_T$  (до 3500 Вт/м<sup>2</sup>К ) получено по формуле Г. Вошни, минимальное – по формуле И.М. Ленина – А.В. Кострова, – только 300 Вт/м<sup>2</sup>К.

По данным исследований для двигателя 10Д100, выполненных Г.Б. Розенблитом ([3] с. 72), показано, что максимальный коэффициент  $\alpha_{T\text{max}}$  достигает 5000-6000 Вт/м<sup>2</sup>К. Во всех представленных расчетных случаях получен коэффициент теплоотдачи существенно меньше, чем в эксперименте. Это подтверждает тезис о невозможности без корректировки использовать вышеприведенные формулы для исследуемого двигателя.

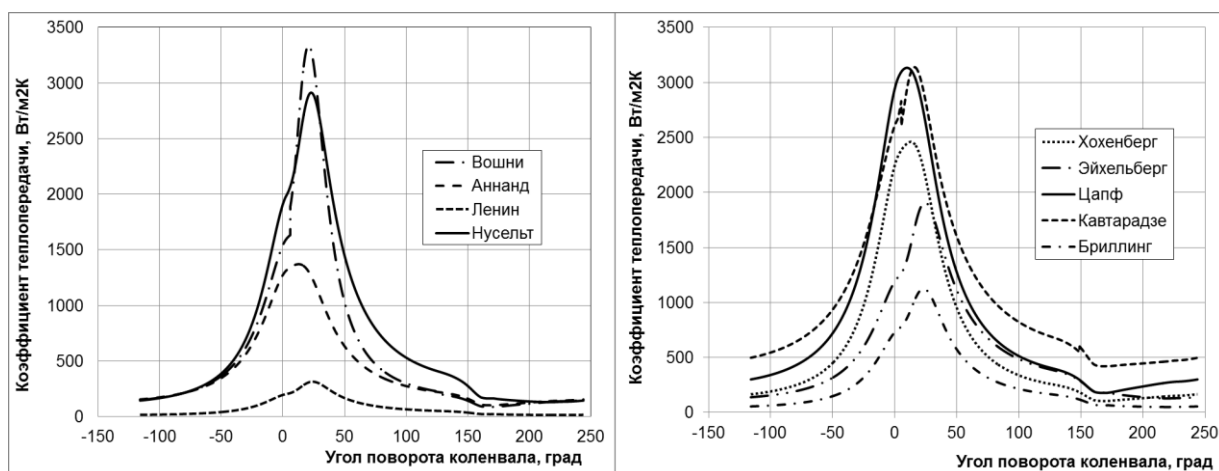


Рис. 2. Зависимость изменения коэффициента теплоотдачи от угла поворота коленчатого вала, рассчитанного по оригинальным формулам (1...15)

Дальнейшее моделирование было направлено на нахождение таких  $C_{баз}$  в  $\alpha$ -формулах (1...15), которые удовлетворяют теплообмену по всей тепловозной характеристике. Решение задачи предполагало изменение базового коэффициента так, что тепловой баланс (20) при заданных индикаторном КПД и доле теплоты, отданной системе охлаждения сойдется. Доля теплоты, отдаваемой в систему охлаждения принята приведенной на рис. 3 [2].

Средний коэффициент теплоотдачи  $\alpha_{ср}$  рассчитывался по формуле

$$\alpha_{ср} = \frac{Q_{охл}}{\left( \sum_{i=1}^n (2 \cdot T_i - T_{поверх} - T_{инт}) \cdot F_{ii} + \sum_{i=1}^n (T_i - T_{ц}) \cdot F_{ци} \right) \cdot \Delta\tau}; \quad (23)$$

В таблице 2 приведены значения коэффициентов  $C$  – базового и предлагаемого. Новое значение коэффициента  $C$  рассчитано для каждой  $\alpha$ -формулы для максимального режима и доли тепла на охлаждение – 20%. Для остальных режимов он в каждой из формул зафиксирован.

В таблице 3 приведены получаемые значения средних коэффициентов теплоотдачи  $\alpha_{ср}$ , средних температур и максимальное давление цикла по тепловозной характеристике дизеля.

Из таблицы 3 видно, что для всех  $\alpha$ -формул можно подобрать соответствующий коэффициент  $C$ , который достаточно хорошо опишет усредненный по циклу теплообмен (с учетом допущений, принятых при моделировании) для выбранного режима.

Большая разница в усредненном коэффициенте теплопередачи, полученном для разных  $\alpha$ -формул на наш взгляд связана с разным мгновенным теплообменом между рабочим телом и стенками.

Дальнейший анализ показал, что для  $\alpha$ -формул с откорректированным для дизеля 10Д100 коэффициентом  $C$  и с принятым для моделирования теплоотводом 20% в стенки – для других режимов тепловозной характеристики отвод тепла существенно изменяется. На рис. 4 представлены зависимости отведенной теплоты в стенки по тепловозной характеристике при использовании  $\alpha$ -формул, дающих наиболее адекватный результат. Но и он существенно отличается от характера изменения, показанного в [2].

Таблица 2. Значения базового и предлагаемого коэффициентов  $C$  для различных  $\alpha$ -формул

$\alpha$ -формула	$C_{баз}$	$C$	$\alpha$ -формула	$C_{баз}$	$C$
Г. Вошни	128	332,8	Г. Эйхельберга	0,779	1,95
В. Аннанда	0,26	1,04	Х. Цапфа	535	1070
И.М. Ленина – А.В. Кострова	1,163	22,68	Р.З. Кавтарадзе	0,27	0,41
В. Нуссельта	1,16	2,26	Н.Р. Брилинга	1,16	6,03
Г. Хохенберга	130	357,5			

Таблица 3. Средний коэффициент теплоотдачи, средняя температура и максимальное давление цикла по тепловозной характеристике дизеля с коэффициентом  $C$  по таблице 2

Режим	Холстой ход, $n=400$			$n=450$			$n=650$			$n=750$			Максимальный, $n=850, Q_T=20\%$		
	$\alpha_{ср}$	$T_{ср}$	$P_{max}$	$\alpha_{ср}$	$T_{ср}$	$P_{max}$	$\alpha_{ср}$	$T_{ср}$	$P_{max}$	$\alpha_{ср}$	$T_{ср}$	$P_{max}$	$\alpha_{ср}$	$T_{ср}$	$P_{max}$
Г. Вошни	1091	526	4,4	1076	593	5,24	1265	754	7,7	1484	767	9	1699	822	10
В. Аннанда	1245	596	4,4	1037	596	5,24	1251	756	7,7	1476	769	9	1699	825	10
И. Ленина – А. Кострова	1664	516	4,4	1360	585	5,24	1434	748	7,7	1531	766	9	1702	823	10
В. Нусельта	726	535	4,5	740	605	5,3	1121	662	7,8	1364	772	9	1701	823	10
Г. Хохенберга	1413	519	4,37	1090	593	5,17	1250	754	7,67	1484	766	8,93	1715	822	10
Г. Эйхельберга	1154	525	4,46	1095	595	5,27	1356	753	7,8	1495	769	9,1	1725	824	10
Х. Цаффа	1229	523	4,4	1004	597	5,2	1225	757	7,7	1478	768	8,96	1715	823	10
Р. Кавтарадзе	1421	522	4,4	1206	594	5,23	1367	754	7,8	1532	770	9,07	1702	827	10
Н. Брилинга	1282	522	4,4	1128	591	5,23	1331	752	7,8	1490	768	9	1730	822	10

На рис. 5 представлено расчетное и экспериментальное изменения максимального давления цикла при применении некоторых  $\alpha$ -формул. Расчетные данные практически совпадают для всех исследуемых формул.

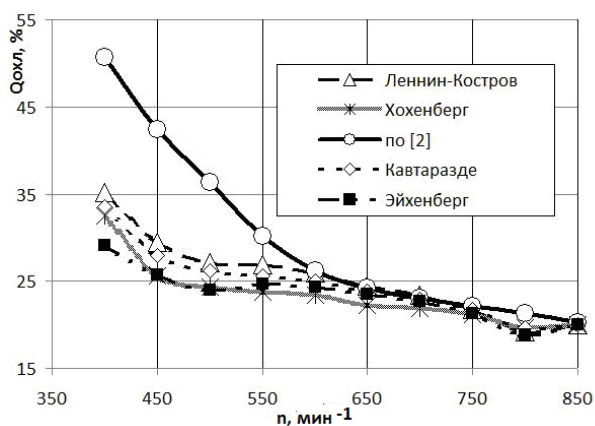


Рис. 4. Зависимости количества отведенной теплоты в стенку от применяемых  $\alpha$ -формул

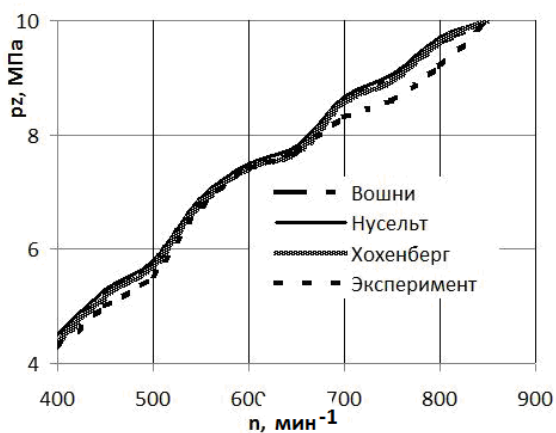


Рис. 5. Изменение максимального давления цикла при использовании различных  $\alpha$ -формул

Следует отметить, что максимальный коэффициент теплопередачи, экспериментально полученный Г.Б. Розенблитом при исследованиях этого двигателя, практически совпадает с данными, полученными по формулам Г. Эйхельберга, Р.З. Кавтарадзе и Х. Цаффа для максимального режима, но с измененными коэффициентами  $C_{баз}$ .

**Выводы и направление дальнейших исследований.**

1. Выполнен расчётно-экспериментальный анализ существующих полуэмпирических  $\alpha$ -формул, показано, что ни одна из них в оригинальном виде не может быть использована для двигателя типа 10Д100. Показано, что при соответствующей модернизации (изменение одного из входящих в формулу коэффициентов) их можно использовать для анализа, например, теплонпряженного состояния деталей ЦПГ.

2. Показано, что по характеру изменения коэффициента теплоотдачи для нашего случая больше всего подходят  $\alpha$ -формулы Г. Эйхельберга и Р.Кавтарадзе.

Дальнейшее исследование будет направлено на определение влияния изменения теплоотдачи вследствие изменений рабочего цикла на прочностные (ресурсные) показатели контактирующих с рабочим телом деталей двигателя – поршней и цилиндра.

**Список литературы:**

1. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания. Учебник / В.Г.Дьяченко – Перевод с украинского языка. – Харьков: ХНАДУ, 2009. – 500 с. 2. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов, Н.А. Ивашенко, В.И. Ивин и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983 – 372 с. 3. Розенбит Г.Б. Теплопередача в дизелях. – М.: «Машиностроение» 1977, 216

с. 4. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях / Р.З. Кавтарадзе. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. - 592 с. 5. Nusselt W. DerWärmeüberganginderVerbrennungskraftmaschinen // VDI – Forschungsheft, №264.-1923.-S.47-54. 6. Брилинг Н.Р. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель. Государственное научно-техническое издательство. Москва, Ленинград. 1931. 320 с. 7. Лазарев Е.А. Физические концепции математические модели процесса сгорания топлива в дизеле // Серия «Машиностроение», выпуск 15. 8. Lounici M.S. Investigation heat transfer evaluation for a moreefficient two-zone combustion modelin the case of natural gas SI engines / M. S. Lounici, K. Loubar, M. Balistrout, M. Tazerout // Applied Thermal Engineering. – 2011. – в31. – P. 319-328. 9. Кабанов А.Н. Выбор методики расчёта процесса теплоотдачи в газовом двигателе с искровым зажиганием // Автомобильный транспорт, вып. 30, 2012. 10. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учебник пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов . 4-е изд. стер. – М.: Высш. шк., 2008 – 496 с.: ил.

**Bibliography (transliterated):**

1. D'jachenko, V. G. (2009), *The theory of internal combustion engines. Textbook [Teorija dvigatelej vnutrennego sgoraniya. Per. s ukr.]*. Har'kov, HNADU, 500 p. 2. Vyubov, D. N., Ivashenko, N. A., Ivin, V. I. (1983), *Internal combustion engines: Theory of reciprocating and combined engines. [Dvigateli vnutrennego sgoraniya: Teorija porshnevyyh i kombinirovannyh dvigatelej]*. Moscow, Mashinostroenie, 372 p. 3. Rozenbit, G. B. (1977), *Heat*

*transfer in diesel engines. [Teploperedacha v dizel'jah]*. Moscow, Mashinostroenie, 216 p. 4. Kavtaradze, R. Z. (2001), *Local heat transfer in piston engines [Lokal'nyj teploobmen v porshnevyyh dvigatelejah]*. Moscow, Izd-vo MGTU im. N. Je. Baumana, 592 p. 5. Nusselt, W. (1923), *DerWärmeüberganginderVerbrennungskraftmaschinen*. VDI, Forschungsheft, No. 264, pp. 47-54. 6. Briling, N. R. (1931), *Research workflow and heat transfer in the engine diesel. [Issledovanie rabocheho processa i teploperedachi v dvigatele dizel']*. Gosudartstvennoe nauchno-tehnicheskoe izdatel'stvo. Moskva, Leningrad, 320 p. 7. Lazarev, E. A. *Physical concepts of mathematical models of the combustion process in diesel [Fizicheskie koncepcii matematicheskie modeli processa sgoraniya topliva v dizele]*. Moscow, Mashinostroenie, Vol. 15. 8. Lounici, M. S., Loubar, K., Balistrout, M., Tazerout, M. (2011), *Investigation heat transfer evaluation for a moreefficient two-zone combustion modelin the case of natural gas SI engines. Applied Thermal Engineering, Vol. 31, pp. 319-328*. 9. Kabanov, A. N. (2012), *The choice of the method for calculating the heat transfer process in a gas engine with spark ignition [Vybor metodiki raschjota processa teplootdachi v gazovom dvigatele s iskrovym zzhiganiem]*. Avtomobil'nyj transport, Vol. 30. 10. Kolchin, A. I., Demidov, V. P. (2008), *Calculation of automobile and tractor engines [Raschet avtomobil'nyh i traktornyh dvigatelej. 4-e izd.]*. Moscow, Vysshaja shkola, 496 p..

Поступила в редакцию 22.05.2018 г.

**Белогуб Александр Витальевич** – доктор техн. наук, проф., профессор кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина, e-mail: av.belogub@gmail.com., orcid.org/0000-0003-2801-2903.

**Нгуен Ван Зионг** – аспирант кафедры конструкции авиационных двигателей Национального аэрокосмического университета им. Н.Е. Жуковского «ХАИ», Харьков, Украина. e-mail: dongcomaybay@gmail.com.

**РОЗРАХУНОК ПРОЦЕСУ ТЕПЛОВІДДАЧІ В ДИЗЕЛЬНОМУ ДВИГУНІ ТИПУ Д100  
З ВИКОРИСТАННЯМ ВІДОМИХ  $\alpha$ -ФОРМУЛ**

*О.В. Білогуб, Нгуен Ван Зионг*

При розробці конструкцій альтернативних поршнів для двигунів типу Д100 автори цього дослідження зіткнулися з проблемою моделювання теплових граничних умов, які безпосередньо пов'язані з конкретним робочим процесом. В роботі проведено моделювання робочого процесу 2-тактного дизеля з поршнями, що зустрічно рухаються для аналізу впливу застосовуваних для розрахунку різних формул коефіцієнта тепловіддачі ( $\alpha$ -формул) на тепловий баланс двигуна. Проаналізовано дев'ять  $\alpha$ -формул відомих авторів для номінального і часткових режимів. Моделювання показало, що при застосуванні відомих  $\alpha$ -формул з оригінальними коефіцієнтами середня по циклу тепловіддача в стінки на номінальному режимі складає від 1,4 до 13%, тобто відрізняється практично в 10 разів. Крім того всі значення середньої тепловіддачі занижені. Показано, що будь-яку з розглянутих формул можна модифікувати для застосування до досліджуваного двигуна шляхом зміни одного з вхідних коефіцієнтів, що вимагає відповідних експериментальних даних. Приймавши втрату тепла в стінки, що дорівнює 20%, автори отримали для кожної з  $\alpha$ -формул один з коефіцієнтів, так, що тепловіддача відповідає прийнятним умовам. Порівняння з наявними експериментальними даними, отриманими для даного двигуна Г.Б. Розенблітом, показало, що для розглянутого типу двигуна переважно застосування  $\alpha$ -формули, запропонованої Р.З. Кавтарадзе і модифікованої за результатами експерименту.

**ANALYSIS OF THE HEAT EMISSION OF A D100-LIKE DIESEL ENGINE  
USING THE KNOWN  $\alpha$  FORMULAS**

*O.V. Bilogub, Nguyen Van Duong*

While the development of alternative pistons for D100-like engines, the authors of this paper have encountered the problem. It consists in modeling of the thermal boundary conditions, which are directly related to a specific working process. The simulation of the working process of a 2-stroke diesel engine with counter-moving pistons is discussed in this study aimed to analyze the effect of various formulas of the heat-transfer coefficient ( $\alpha$ -formulas) used for calculating the thermal balance of the

engine. The nine  $\alpha$ -formulas by the well-known authors for nominal and partial regimes were analyzed. The simulation based on the known  $\alpha$ -formulas with original coefficients gives the variation of the average heat transfer rate to the walls at the nominal mode equal to 1.4 to 13%. Thus, the result differs by almost 10 times. Moreover, all values of the average heat transfer are understated. It is shown that any of the considered formulas can be used for the mentioned engine type with minor modifications, i.e. changing one of the input coefficients. The coefficient can be obtained from the experimental data special treatment. The authors calculated the appropriate coefficients one for each  $\alpha$ -formula assuming 20% heat loss to the cylinder wall. A comparison with the available experimental data showed that for the considered engine type, it is preferable to use the modified  $\alpha$ -formula by R.Z. Kavtaradze.

УДК 621.431.74

DOI: 10.20998/0419-8719.2018.2.04

**Е.В. Белоусов, И.В. Грицук, В.С. Вербовский**

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛОВ ОТКРЫТИЯ И ЗАКРЫТИЯ ГАЗОВЫХ КЛАПАНОВ ПРИ ОРГАНИЗАЦИИ ВНУТРЕННЕГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В СУДОВЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

*Возрастание требований к экологическим показателям привели к интенсификации исследований в области создания главных судовых двигателей способных использовать в качестве основного газовой топлива. Внутренне смесеобразование в судовых малооборотных двигателях, работающих по газодизельному циклу, может быть реализовано на различных участках процесса сжатия воздушного заряда, в результате чего схемы систем подачи газового топлива могут значительно отличаться. Продолжительность сжатия газозо-воздушной смеси в значительной степени влияет на возникновение детонационных процессов в рабочем цилиндре, поэтому выбор оптимального момента подачи газового топлива является важным аспектом при выборе рабочих параметров системы подачи газа. Момент начала поступления газа и продолжительность его подачи в значительной степени определяют давление перед газовыми клапанами, которое при заданных условиях должно обеспечить поступление в рабочий цилиндр заданного количества газового топлива за заданный промежуток времени. В приведенном исследовании определен характер изменения углов открытия и закрытия газовых клапанов при различных давлениях перед ними с учетом того, что процесс истечения газового топлива в условиях меняющегося противодействия носит переменный характер.*

### Введение

Несмотря на то, что, доля выбросов от судовых энергетических установок в общем балансе ежегодных вредных выбросов в атмосферу относительно не высока и не превышает 5...7% [1], требования к экологическим показателем судовых дизелей год от года ужесточаются. Объясняется это большими агрегатными мощностями, которые в некоторых случаях уже превышают 100 МВт. Таким образом, в местах интенсивного судоходства загрязнение воздушного бассейна может достигать критических значений, особенно оксидами азота ( $\text{NO}_x$ ), удельное выделение которых, в силу специфики организации рабочего процесса, наиболее велико у малооборотных судовых дизелей. Кроме ограничений по  $\text{NO}_x$  стандартами международной морской организации (ИМО) через конвенцию MARPOL [2] регламентированы выбросы твердых частиц, соединений серы ( $\text{SO}_x$ ), а также парниковых газов. Одновременно международными нормами, действующих повсеместно, международное морское законодательство также устанавливает особые зоны контроля (ECA – Emission Control Area). В этих зонах, куда сегодня входят 200-мильные зоны США и Канады, акватории Северно-

го и Балтийского морей, пролив Ла-Манш, Карибское море и другие регионы к выбросам предъявляются ещё более жесткие требования. С каждым годом ограничения MARPOL становятся жестче. Так если в 2010 году содержание серы в топливе не должно было превышать 1,0%, а зонах ECA и 4,5 % в других акваториях, то к 2020 году допустимое количество сернистых соединений будет ограничено 0,1 и 0,5 %, соответственно.

Для достижения приведенных выше норм, особенно при плавании в зонах ECA, в настоящее время рассматриваются три основных подхода:

- переход на новый вид ультранизкосернистого топлива (ULSFO);
- внедрение технологии очистки отработавших газов на выходе из двигателя;
- использование в качестве моторного топлива природного газа или пропанобутановых смесей [3].

### Анализ состояния проблемы

Последнее направление – использование сжиженного природного газа рассматривается как наиболее перспективное направление для всех типов судовых дизелей и в первую очередь главных малооборотных [3, 4].

С учетом особенностей организации рабочего