

УЛУЧШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ СУДОВОГО ВИХРЕКАМЕРНОГО ДИЗЕЛЯ УВЕЛИЧЕНИЕМ ТЕРМИЧЕСКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

П. А. Дорохов¹, А. Ф. Дорохов²

¹ *Российский морской регистр судоходства, Астраханский филиал,
Астрахань, Российская Федерация*

² *Астраханский государственный технический университет,
Астрахань, Российская Федерация*

Рассматриваются судовые вихрекамерные дизели, использующиеся в кораблестроении в качестве главных и вспомогательных двигателей. Выделены два фактора причин низкой экономичности судовых вихрекамерных дизелей: большие потери теплоты от образующегося рабочего тела в охлаждение ввиду развёрнутой поверхности теплоотвода вихревой камеры и значительные аэродинамические потери энергии сжимаемого заряда воздуха при его прохождении через относительно узкий канал, соединяющий надпоршневое пространство с камерой сгорания, и при истечении потока газов из вихревой камеры в надпоршневое пространство. Предложены методы по улучшению эксплуатационных показателей стоящих на производстве вихрекамерных дизелей, в частности их топливной экономичности. Представлены схема вихрекамерной конструкции дизеля и разрез вихрекамерной головки цилиндров. Отмечено, что уменьшить суммарный коэффициент теплопроводности возможно при формировании многослойной конструкции стенки вихревой камеры. Приведены схемы многослойной цилиндросферической стенки вихревой камеры сгорания с титановой цилиндросферической вставкой и термоизоляции вихревой камеры сгорания. Произведён расчёт общего термического сопротивления сферической стенки, определены потери теплоты через многослойную сферическую стенку, температура газа в вихревой камере рассчитана по диаграмме среднецикловых температур. Вычислена величина тепловых потерь в охлаждение через стенку вихревой камеры серийной головки цилиндров. Сделан вывод о том, что количество теплоты, отведённое от рабочего тела в охлаждение через термоизолированную стенку вихревой камеры, будет на 40 % меньше, чем количество теплоты, отведённое в охлаждение через стенку вихревой камеры серийного дизеля. Разница теплот будет использована на увеличение индикаторной работы газа, что при одной и той же цикловой подаче топлива приведёт к снижению удельного индикаторного расхода топлива, а при неизменном уровне внутренних потерь двигателя – и к снижению удельного эффективного расхода топлива.

Ключевые слова: вихрекамерные дизели, теплопередача и теплоотдача, термическое сопротивление теплопередаче, термоизолятор, топливная экономичность.

Для цитирования: *Дорохов П. А., Дорохов А. Ф.* Улучшение топливной экономичности судового вихрекамерного дизеля увеличением термического сопротивления теплопередачи // Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Морская техника и технология. 2019. № 3. С. 80–87. DOI: 10.24143/2073-1574-2019-3-80-87.

Введение

Судовые вихрекамерные дизели типов Ч 8,5/11 и Ч 9,5/11 в двух-, четырёх- и шестицилиндровом исполнении являются достаточно распространённым классом дизелей, использующихся в качестве вспомогательных и главных двигателей в коммерческом, специальном и военном кораблестроении. Подобные двигатели являются единственным видом малоразмерных судовых дизелей, обеспеченных технологической и, в целом, производственной инфраструктурой на предприятии-изготовителе ОАО «Завод «Дагдизель» в г. Каспийске. Изготовление данных дизелей базируется на полном производственном цикле, начиная от получения заготовок и заканчивая испытанием машин. При этом технология механической обработки базируется на технологических линиях из агрегатных многопозиционных и многоинструментальных станков, предназначенных для обработки элементов остова и механизма преобразования движения только этих типов двигателей. Это является сдерживающим фактором, т. к. производить другие типы двигателей на данной технологической базе затруднительно, если не считать двух типораз-

меров дизелей с непосредственным впрыском топлива в камеру сгорания в поршне. Завод совместно с разными контрагентами уже 30 лет работает над проектом двигателя с более высокими эксплуатационными характеристиками, который обозначен как ЭДП – 45 [1], но достичь заявленных показателей по данной машине пока не получается. Однако улучшить эксплуатационные показатели стоящих на производстве вихрекамерных дизелей, а именно – их топливную экономичность, представляется возможным.

Анализ научно-технической задачи

Традиционно высокие удельные расходы топлива вихрекамерных двигателей связывают, прежде всего, с большими потерями теплоты, отводимой в теплоноситель жидкостной системы охлаждения двигателя через относительно большую поверхность теплоотдачи сферической вихревой камеры сгорания. Помимо этого, на экономичность влияют значительные аэродинамические потери энергии при перетекании нагревающегося воздуха через относительно узкий соединительный канал между надпоршневым пространством и камерой сгорания и при истечении потока газов из вихревой камеры в надпоршневое пространство. Таким образом, два фактора являются первопричиной низкой экономичности судовых вихрекамерных дизелей:

– большие потери теплоты от образующегося рабочего тела в охлаждение ввиду развёрнутой поверхности теплоотвода вихревой камеры;

– существенные аэродинамические потери энергии сжимаемого заряда воздуха при его прохождении через относительно узкий канал, соединяющий надпоршневое пространство с камерой сгорания, и при истечении потока газов из вихревой камеры в надпоршневое пространство.

Каждая из вышеперечисленных составляющих играет свою роль в обеспечении качественного протекания рабочего процесса данных типов двигателей, но основной, по мнению авторов и других исследователей [2–4], имеет первая составляющая. На рис. 1, 2 приведены схема и разрез вихревой камеры сгорания.

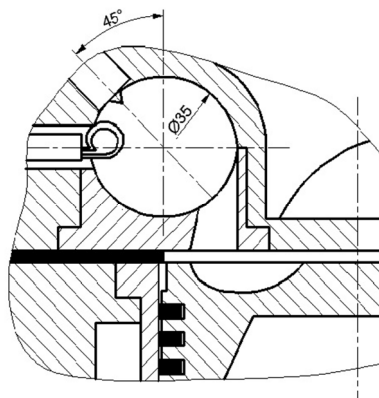


Рис. 1. Схема вихрекамерной конструкции дизеля

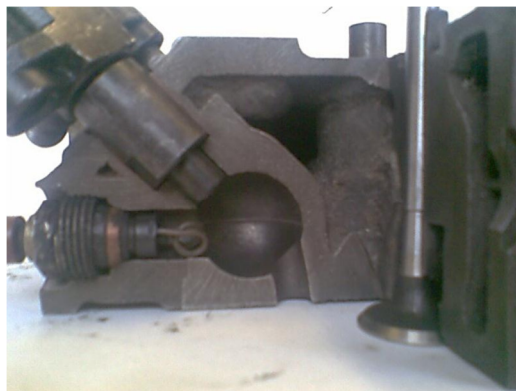


Рис. 2. Разрез вихрекамерной головки цилиндров

В совместных работах авторов и В. В. Алексеева [5, 6] рассмотрены вопросы улучшения пусковых свойств вихрекамерных дизелей, которые частично зависят и от вышеперечисленных факторов.

Количество воздуха, сосредоточенного в камере сгорания (КС) к концу сжатия, обозначим как G_b , кг, температуру воздуха – T_b , К, тогда общее количество теплоты, содержащееся в сжатом воздухе, Дж, определяется по формуле

$$Q = cG_b T_b,$$

где c – удельная теплоёмкость воздуха, Дж/(кг·К).

Температуру сжатого воздуха в вихревой КС можно определить по диаграмме цикловых температур двигателя типа Ч 9,5/11, полученной на основе действительной индикаторной диаграммы. Часовой расход воздуха при работе двигателя 4Ч 9,5/11 (при частоте вращения коленчатого вала $n = 1\,500 \text{ мин}^{-1}$) составляет $105,6 \text{ м}^3$. Следовательно, часовой расход воздуха одним цилиндром составит $26,4 \text{ м}^3$. Удельная масса воздуха – $1,225 \text{ кг/м}^3$. Общая масса воздуха – $32,34 \text{ кг}$. Тогда массовый заряд воздуха, поданный в цилиндр и сжатый в КС за один цикл, – $0,036 \text{ кг}$. $Q = cG_b T_b$, Дж; $c = 640 \text{ Дж/(кг·К)}$ (при $p = 3 \text{ МПа}$); $G_{air} = 0,036 \text{ кг}$; $T_b = 520 \text{ К}$. Итого: $Q = 11\,981 \text{ Дж}$.

Локальный тепловой поток в элементарном сферическом слое $G = G / F_{\text{тепл}}$, где $F_{\text{тепл}}$ – площадь тепловоспринимающей поверхности сферической КС. Потери теплоты от рабочего тела, находящегося в вихревой камере, в систему охлаждения, кДж, можно рассчитать, зная располагаемое количество теплоты Q_t , выделившееся при сгорании цикловой дозы топлива $G_{\text{ц}}$, кг, по формуле

$$Q_t = G_{\text{ц}} Q_n,$$

где Q_n – низшая теплотворная способность дизельного топлива – $42\,500 \text{ кДж/кг}$. Цикловая доза топлива дизеля 4Ч 9,5/11 (при $N_{e \text{ ном}} = 23 \text{ кВт}$ и $n_{\text{ном}} = 1\,500 \text{ мин}^{-1}$) составит $0,00014 \text{ кг}$ (при удельном эффективном расходе топлива $g_e = 0,278 \text{ кг/(кВт·ч)}$). Потери теплоты от рабочего тела через стенки вихревой камеры состоят из двух частей: потери теплоты через поверхность свободной теплоотдачи вихревой камеры в теплоноситель системы охлаждения – $Q_{\text{пот.1}}$ и потери теплоты, идущей на разогрев неподвижных элементов остова, в основном головки цилиндров – $Q_{\text{пот.2}}$. Однако большая масса и размеры неподвижных элементов определяют высокий уровень термических сопротивлений теплопередаче и априорно можно считать, что эта величина будет пренебрежимо мала по сравнению с $Q_{\text{пот.1}}$. Поэтому условимся считать значение $Q_{\text{пот.1}}$ определяющим фактором тепловых потерь в охлаждение с дальнейшим обозначением $Q_{\text{пот}}$.

Улучшение топливной экономичности

Значение $Q_{\text{пот}}$, кДж, может быть определено как произведение $q \cdot F$, где q – удельный тепловой поток через стенку вихревой камеры в охлаждение, Вт/м²; F – площадь свободной теплоотдачи от вихревой камеры в охлаждение. Удельный тепловой поток q , Вт/м², определяем по формуле [7]

$$q = (T_g - T_b) / \Sigma R_i,$$

где T_g – температура газа в вихревой камере, К; T_b – температура воды, омывающей вихревую камеру, К; ΣR_i – суммарное термическое сопротивление теплопередаче на пути «газ – стенка – вода», град/(Вт/м²). Величина ΣR_i может быть представлена в виде [7]

$$\Sigma R_i = [1/\alpha_g + s/\lambda + 1/\alpha_b], \quad (1)$$

где α_g – коэффициент теплоотдачи от газа к стенке вихревой камеры, Вт/(м²·град); s – толщина стенки вихревой камеры, м; λ – коэффициент теплопроводности материала стенки вихревой камеры, Вт/(м·град); α_b – коэффициент теплоотдачи от стенки вихревой камеры в воду, Вт/(м²·град). Имеют место две гипотезы повышения энергетической эффективности двигателя на установившемся рабочем режиме, например на режиме номинальной мощности, при неизменной величине цикловой подачи топлива, что ведёт к снижению удельного индикаторного расхода топлива g_i , кг/(кВт·ч).

Гипотеза 1. Увеличение суммарного термического сопротивления теплопередаче приведёт к уменьшению удельных тепловых потоков через стенку вихревой камеры в охлаждающую среду и, соответственно, к уменьшению общего количества теплоты, отведённого в охлаждение. Разница двух теплот будет прибавкой к работе расширения газа при неизменной цикловой подаче топлива, что приведёт к снижению g_i . Математически и физически это будет выглядеть следующим образом. Поскольку режим работы двигателя неизменен при неизменной цикловой подаче топлива, коэффициенты α_r и α_b также будут неизменны – const. Следовательно, увеличить суммарное термическое сопротивление теплопередаче можно за счёт увеличения термического сопротивления теплопередачи стенки вихревой камеры. Это можно сделать двумя способами: увеличить толщину стенки s или уменьшить коэффициент теплопроводности материала стенки λ . Материалом головки цилиндров является серый чугун марки СЧ 25 с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 50 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Конструктивно утолщение стенки ($s = 6,5 \text{ мм}$) возможно на $2\div 3 \text{ мм}$, что практически не даст существенного эффекта. Уменьшить суммарный коэффициент теплопроводности возможно при формировании многослойной конструкции стенки. Такой вариант конструкции был предложен авторами совместно с В. В. Алексеевым в работах [5, 6, 8] и представлен на рис. 3, 4.

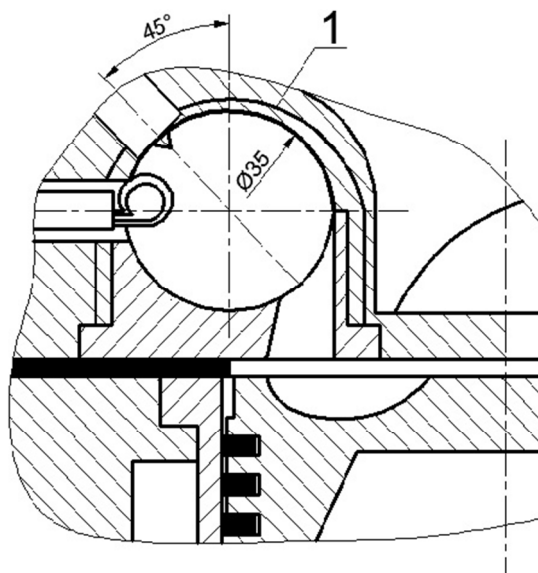


Рис. 3. Схема многослойной цилиндросферической стенки вихревой камеры сгорания:
1 – титановая цилиндросферическая вставка

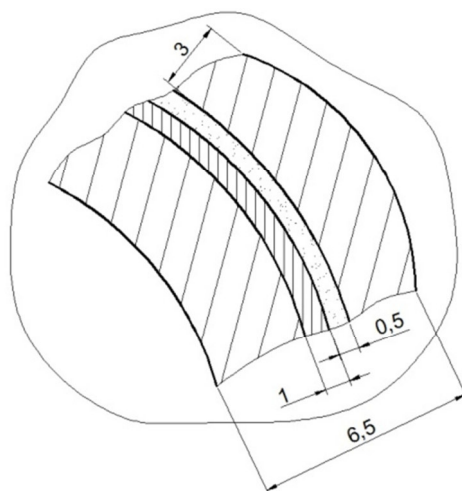


Рис. 4. Схема термоизоляции вихревой КС

С целью ограничения уровня тепловых потерь через сферическую стенку участка свободной теплопередачи предполагается увеличить термическое сопротивление теплопередаче посредством формирования в стенке вихревой камеры многослойной конструкции. Подобные технические решения для вихревых камер сгорания имеют место [9], но в отличие от предлагаемого варианта термоизоляционная вставка делается съёмной. Вставка 1 изготавливается из титана марки ВТ 1-0, устанавливается в песчаную форму головки цилиндров перед заливкой, закрепляется фиксаторами, и форма заливается чугуном. Температура плавления титана выше, чем температура плавления чугуна, поэтому вставка сохраняет свою форму и размеры. Толщина вставки из конструкторских и технологических соображений ограничена 1 мм. Для обеспечения эффекта термического сопротивления выпуклая поверхность вставки покрывается термоизоляционным составом (Al_2O_3 , ZrO_2). Нанесение термоизолятора производится путём плазменного напыления, технология которого описана в специальной литературе. Толщина термоизолятора – 0,5 мм. Тогда общее термическое сопротивление сферической стенки, $(m^2 \cdot \text{град})/Вт$, может быть определено по формуле [7]

$$R_{\Sigma} = [1/(2\pi\lambda_{\text{чуг}})](1/d_1 - 1/d_2) + [1/(2\pi\lambda_{\text{тит}})](1/d_2 - 1/d_3) + [1/(2\pi\lambda_{\text{ти}})](1/d_3 - 1/d_4) + [1/(2\pi\lambda_{\text{чуг}})](1/d_4 - 1/d_5),$$

где $\lambda_{\text{чуг}}$ – коэффициент теплопроводности чугуна, 50 Вт/(м·град); $d_1 \div d_5$ – внутренний диаметр вихревой КС, 0,35 м; внутренний диаметр титановой вставки, 0,37 м; наружный диаметр титановой вставки и внутренний диаметр термоизолятора, 0,371 м; наружный диаметр термоизолятора и второй внутренний диаметр стенки, 0,3715 м; внешний диаметр КС, 0,413 м; $\lambda_{\text{тит}}$ – коэффициент теплопроводности титана, 22,3 Вт/(м·град); $\lambda_{\text{ти}}$ – коэффициент теплопроводности термоизолятора, 2,5 Вт/(м·град). Тогда $R_{\Sigma} = 0,001311$, $(m^2 \cdot \text{град})/Вт$.

Потери теплоты через многослойную сферическую стенку, Вт, определяются по формуле

$$Q_{\text{потерь}} = (T_{\text{г}} - T_{\text{в}}) F_{\text{откр}} / (1/\alpha_{\text{г}} + R_{\Sigma} + 1/\alpha_{\text{в}}),$$

где $F_{\text{откр}}$ – площадь открытой теплоотдачи $\sim 0,0036 m^2$, определена прямым измерением на разрезе головки цилиндров (см. рис. 2).

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{г}}$ примем по формуле Вошни – 3 300 Вт/($m^2 \cdot K$) (рис. 5).

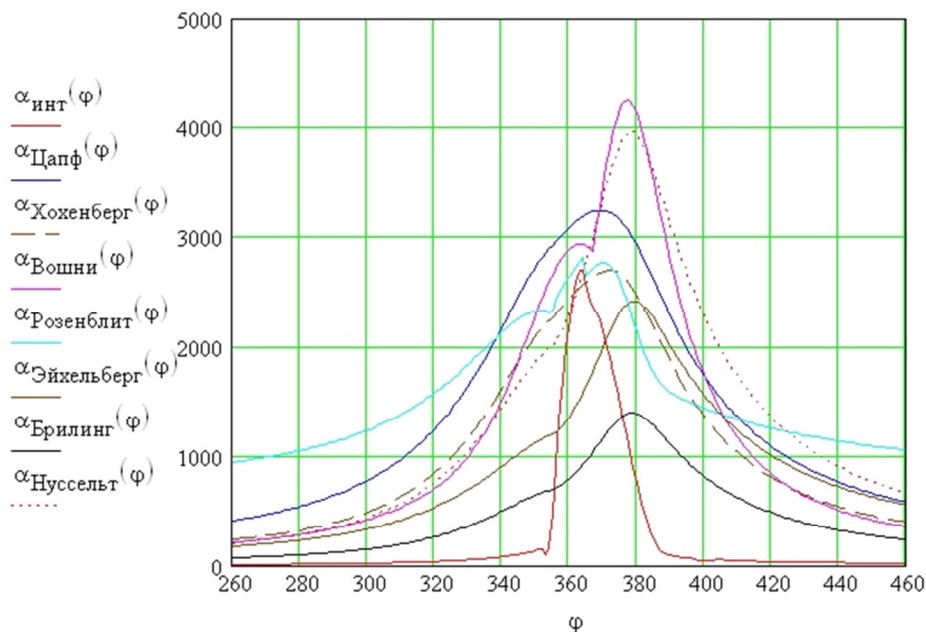


Рис. 5. Коэффициенты теплоотдачи от газа к стенке, определённые по различным методикам [10, 11]

Температуру газа в вихревой камере определим по диаграмме среднецикловых температур, полученной на основе действительной индикаторной диаграммы вихрекамерного дизеля типа Ч 9,5/11 [12]; T_r составит 1 730 К. Температура воды может быть принята как средняя величина между температурой воды на входе в головку цилиндров (60 °С) и температурой воды на выходе из головки цилиндров (76 °С). Тогда температура воды у стенки вихревой камеры может быть принята равной 68 °С, или 341 К. Следует иметь в виду, что данный тип дизелей имеет комбинированную систему охлаждения: термосифонную в блоке цилиндров и циркуляционную в головке цилиндров [10]. Коэффициент теплоотдачи от стенки вихревой камеры к воде, Вт/(м²·К), определим по формуле Зоннекена: $\alpha_w = 1,163(300 + 1\,800(w_w)^{0,5})$, где w_w – скорость движения воды, м/с. По расчётам, с учётом особенностей контура охлаждения, значение скорости w_w будет находиться в пределах ~ 0,03 м/с. Тогда $\alpha_w = 704$ Вт/(м²·град). Выполнив расчёты, получим величину тепловых потерь через термоизолированную стенку вихревой камеры – 1 667 Вт.

Подобным образом определим величину тепловых потерь, Вт, в охлаждение через стенку вихревой камеры серийной головки цилиндров:

$$Q_{\text{потерь}} = (T_r - T_w)F_{\text{откр}} / \Sigma R_i,$$

где ΣR_i вычисляется по формуле (1). Выполнив расчёт, получили $Q_{\text{потерь}} = 2\,778$ Вт.

Гипотеза 2 заключается в равенстве количества теплоты, отведённой в охлаждение головки цилиндров через стенку вихревой камеры как без дополнительной термоизоляции, так и с термоизоляцией. При этом значения α_w и α_r принимаются неизменными для обоих конструктивных вариантов. Но для того чтобы обеспечить передачу одного и того же количества теплоты при термоизолированном варианте конструкции, то есть когда R_Σ термоизолированной стенки вихревой камеры будет много больше R_Σ нетермоизолированной стенки, температурный напор ($\Delta T = T_r - T_w$) при термоизолированной стенке должен быть много больше аналогичного ΔT при нетермоизолированной стенке. Поскольку T_w в обоих случаях постоянна, то увеличение температурного напора может быть обеспечено за счёт увеличения T_r при термоизолированном варианте конструкции.

Заключение

Таким образом, количество теплоты, отведённое от рабочего тела в охлаждение через термоизолированную стенку вихревой камеры (по *гипотезе 1*), будет на 40 % меньше, чем количество теплоты, отведённое в охлаждение через стенку вихревой камеры серийного дизеля. Разница теплот ($Q_{\text{потерь}}$, $\Delta Q_{\text{потерь}} = 1\,101$ Вт) последует на увеличение индикаторной работы газа, что при одной и той же цикловой подаче топлива приведёт к снижению удельного индикаторного расхода топлива g_i , а при неизменном уровне внутренних потерь двигателя – и к снижению удельного эффективного расхода топлива g_e .

Увеличение температуры газа за период теплопередачи от газа к воде в головке цилиндров влечёт за собой рост среднецикловой температуры газа (*гипотеза 2*), а следовательно, и увеличение среднего индикаторного давления в цилиндре с соответствующим увеличением индикаторной работы. При неизменной цикловой подаче топлива вышеизложенное приводит к снижению удельного индикаторного расхода топлива g_i , а при неизменном уровне внутренних потерь двигателя – к снижению удельного эффективного расхода топлива g_e . Здесь уместным будет отметить дополнительную тенденцию к снижению g_i в силу уменьшения степени неполноты сгорания топлива при увеличении температуры газа в вихревой камере.

При увеличении термического сопротивления теплопередаче по предлагаемому в исследовании варианту ожидается совместное действие обеих гипотез.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Дэгдизель*. URL: www.dagdiezel.ru (дата обращения: 12.10.2018).
2. *Завлин М. Я., Семёнов Б. Н.* Основные направления развития отечественных судовых и промышленных малоразмерных дизелей // *Двигателестроение*. 1980. № 1. С. 7–11.
3. *Аливагабов М. М.* Двигатели спасательных шлюпок и катеров. Л.: Судостроение, 1980. 224 с.
4. *Дизели: справ. / под ред. В. А. Ваншейдта, Н. Н. Иванченко, Л. К. Коллерова*. Л.: Машиностроение, 1977. 480 с.

5. Дорохов П. А., Алексеев В. В. Увеличение термического сопротивления стенки вихревой камеры сгорания // Технология упрочнения, нанесения покрытий и ремонта: теория и практика: материалы XVII Междунар. науч.-практ. конф. (Санкт-Петербург, 14–17 апреля 2015 г.). СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2015. С. 185–189.
6. Алексеев В. В. Повышение надёжности и функциональных характеристик двигателей средств коллективного спасения экипажей морских судов: дис. канд. ... техн. наук. Н. Новгород, 2015. 162 с.
7. Шорин С. Н. Теплопередача. М.: Высш. шк., 1963. 490 с.
8. Дорохов П. А., Алексеев В. В. Некоторые вопросы модернизации и повышения эксплуатационной готовности двигателей спасательных шлюпок // Мор. вестн. 2014. № 4. С. 102–105.
9. Пат. РФ № F02B19/08. Вихревая камера сгорания дизеля / Новосёлов А. Л., Сеницын В. А., Вельских С. В., Матиевский Д. Д.; опубл. 28.02.1994.
10. Дизели Ч8,5/11 и Ч9,5/11: рук. по эксплуатации. М.: Судзагранпоставка, 1989. 287 с.
11. Коэффициенты теплоотдачи в дизелях. URL: dick.ru/.../067593eb4dzb14fe599fd3f08eepdf (дата обращения: 10.09.2018).
12. Исаев А. П. Рабочий процесс судового ДВС с комбинированным смесеобразованием и воспламенением от сжатия: дис. ... канд. техн. наук. Астрахань, 2012. 170 с.

Статья поступила в редакцию 24.05.2019

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Дорохов Павел Александрович – Россия, 414040, Астрахань; Российский морской регистр судоходства, Астраханский филиал; инженер-инспектор; drkhv.pavel@rambler.ru.

Дорохов Александр Федорович – Россия, 414056, Астрахань; Астраханский государственный технический университет; д-р техн. наук, профессор; профессор кафедры судостроения и энергетических комплексов морской техники; dorokhovaf@rambler.ru.



IMPROVING FUEL EFFICIENCY OF MARINE SWIRL-CHAMBER DIESEL ENGINE BY INCREASED THERMAL RESISTANCE OF HEAT TRANSFER

P. A. Dorokhov¹, A. F. Dorokhov²

¹ *Russian Maritime Register of Shipping, Astrakhan branch,
Astrakhan, Russian Federation*

² *Astrakhan State Technical University, Astrakhan, Russian Federation*

Abstract. The article considers ship swirl-chamber diesel engines used in shipbuilding as the main and auxiliary engines. Two reasons for low profitability of the swirl chamber diesel engines are highlighted: large heat losses of the cooling working fluid due to the extended heat transfer surface of the chamber, and significant aerodynamic energy losses of compressed air during its passage through a relatively narrow channel connecting the piston chamber with the combustion chamber and the flow of gases from the swirl chamber on top the piston space. There have been proposed the methods for improving the operational performance of swirl-chamber diesels in production, in particular, their fuel efficiency. The scheme of the swirl-chamber and a section of the swirl-chamber cylinder head are presented. It has been stated that the total coefficient of thermal conductivity can be reduced if the wall of the swirl-chamber is made multi-layer. The layouts of a multi-layer cylinder-spherical wall of a swirl combustion chamber with a titanium cylinder-spherical insertion and thermal insulation of a vortex combustion chamber are given. The total thermal resistance of the spherical wall was calculated, heat loss through the multilayer spherical wall was determined, gas temperature in the vortex chamber was calculated, according to the average cycle temperature diagram. It was inferred that the amount of heat removed from the working fluid to cooling through the thermally insulated wall of the swirl-chamber will be 40% less than the amount

of heat released to the cooling through the wall of the swirl-chamber of a commercial diesel engine. The difference in heat will be used to increase the indicator gas operation, which, with the same cyclic fuel supply, will lead to a decrease in the specific indicator fuel consumption, and at a constant level of internal engine losses - to a decrease in the specific effective fuel consumption.

Key words: swirl-chamber diesels, heat transfer and heat emission, thermal resistance to heat transfer, thermoinsulator, fuel efficiency.

For citation: Dorokhov P. A., Dorokhov A. F. Improving fuel efficiency of marine swirl chamber diesel engine by increased thermal resistance of heat transfer. *Vestnik of Astrakhan State Technical University. Series: Marine Engineering and Technologies*. 2019;3:80-87. (In Russ.) DOI: 10.24143/2073-1574-2019-3-80-87.

REFERENCES

1. *Dagdizel'* [Dagdiesel]. Available at: www.dagdiesel.ru (accessed: 12.10.2018).
2. Zavlin M. Ya., Semyonov B. N. Osnovnye napravleniya razvitiya otechestvennykh sudovykh i promyshlennykh malorazmernykh dizelej [Main directions of developing domestic marine and industrial small-size diesel engines]. *Dvigatelistroenie*, 1980, no. 1, pp. 7-11.
3. Alivagabov M. M. *Dvigateli spasatel'nykh shlyupok i katerov* [Engines of lifeboats and boats]. Leningrad, Sudostroenie Publ., 1980. 224 p.
4. *Dizeli: spravochnik* [Diesels: reference book]. Pod redakciej V. A. Vanshejdta, N. N. Ivanchenko, L. K. Kollerova. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1977. 480 p.
5. Dorokhov P. A., Alekseev V. V. Uvelichenie termicheskogo soprotivleniya stenki vihrevoj kamery sgoraniya. Tekhnologiya uprochneniya, naneseniya pokrytij i remonta: teoriya i praktika [Increase in thermal resistance of the wall of the swirl combustion chamber. Technology of hardening, coating and repair: theory and practice]. *Materialy XVII Mezhdunarodnoj nauchno-prakticheskoy konferencii (Sankt-Peterburg, 14–17 aprelya 2015 g.)*. Saint-Petersburg, Izd-vo Politekhnicheskogo un-ta, 2015. Pp. 185-189.
6. Alekseev V. V. *Povyshenie nadyozhnosti i funkcional'nykh harakteristik dvigatelej sredstv kollektivnogo spaseniya ekipazhej morskikh sudov: dis. ... kand. tekhn. nauk* [Improving reliability and functional characteristics of engines of the means of collective rescue crews on ships: diss. cand. tech. sci.]. Nizhnij Novgorod, 2015. 162 p.
7. Shorin S. N. *Teploperedacha* [Heattransfer]. Moscow, Vysshaya shkola, 1963. 490 p.
8. Dorokhov P. A., Alekseev V. V. Nekotorye voprosy modernizacii i povysheniya ekspluatacionnoj gotovnosti dvigatelej spasatel'nykh shlyupok [Aspects of upgrading and improving operational availability of lifeboat engines]. *Morskoj vestnik*, 2014, no. 4, pp. 102-105.
9. Novosyolov A. L., Sinicyan V. A., Vel'skih S. V., Matievskij D. D. *Vihrevaya kamera sgoraniya dizelya* [Diesel swirl combustion chamber]. Patent RF, no. F02B19/08, 28.02.1994.
10. *Dizeli CH8,5/11 i CH9,5/11: rukovodstvo po ekspluatacii* [Diesels CH8,5/11 and CH9,5/11: manual]. Moscow, Sudzagranpostavka Publ., 1989. 287 p.
11. *Koeffitsienty teplootdachi v dizelyah* [Heat transfer coefficients in diesel engines]. Available at: dick.ru/.../067593eb4dzb14fe599f1d3f08eepdf (accessed: 10.09.2018).
12. Isaev A. P. *Rabochij process sudovogo DVS s kombinirovannym smeseobrazovaniem i vosplameneniem ot szhatiya: dis. kand. ... tekhn. nauk* [Workflow of ship internal combustion engines with combined mixture formation and compression ignition: diss. cand. tech. sci.]. Astrakhan', 2012. 170 p.

The article submitted to the editors 24.05.2019

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Dorokhov Pavel Aleksandrovich – Russia, 414040, Astrakhan; Russian Maritime Register of Shipping, Astrakhan branch; Engineer-Inspector; drkhv.pavel@rambler.ru.

Dorokhov Alexander Fedorovich – Russia, 414056, Astrakhan; Astrakhan State Technical University; Doctor of Technical Sciences, Professor; Professor of the Department of Shipbuilding and Power Complexes of Marine Engineering Equipment; dorokhovaf@rambler.ru.

