

УДК 621.431.74

DOI: https://doi.org/10.52899/24141437_2025_04_XX

END: SLBRSW

Проектирование и исследование эффективности охладителя рециркуляции отработавших газов судового двигателя методом CFD-моделирования на цифровой платформе

Г.В. Черкаев, Б.Х. Чан

Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, Санкт-Петербург, Россия

АННОТАЦИЯ

Актуальность. В статье представлен проект кожухотрубного охладителя рециркулирующих газов для морских дизельных двигателей и выполнен анализ его эффективности. Актуальность исследования обусловлена постоянно ужесточающимися нормативами в области контроля и снижения выбросов загрязняющих веществ от судовых двигателей.

Цель работы. Целью исследования является оптимизация системы рециркулирующих газов для снижения выбросов NO_x и повышения производительности двигателя путем улучшения конструкции охладителя.

Материалы и методы. Для моделирования потока и распределения температуры внутри охладителя использовалось программное обеспечение Ansys Fluent, что позволило оптимизировать эффективность охлаждения и конструкцию системы. Моделирование процессов показало, что регулировка расхода охлаждающей жидкости и структуры труб теплообменника значительно улучшает эффективность охлаждения, при этом минимизируется потребление энергии.

Результаты. Результаты исследования показывают, что при коэффициентах рециркуляции газов 30% и 40% выбранная конструкция охладителя полностью удовлетворяет требованиям по охлаждению рециркулирующих газов, при этом минимальная температура охлаждения может быть снижена до 133°C . Результаты анализа могут быть полезны при проведении расчётов для улучшения и повышения эффективности охлаждения существующего охладителя.

Заключение. Методология исследования может быть применена к другим дизельным двигателям морских судов, что способствует повышению топливной эффективности и снижению воздействия на окружающую среду.

Ключевые слова: Рециркуляция выхлопных газов (EGR), судовой двигатель, проектирование охладителя, численное моделирование, Ansys Fluent, распределение температуры, снижение выбросов.

Как цитировать:

Черкаев Г.В., Чан Б.Х. Проектирование и исследование эффективности охладителя рециркуляции отработавших газов судового двигателя методом CFD-моделирования на цифровой платформе // Труды Санкт-Петербургского государственного морского технического университета. 2025. Т. 4, № 4. С. XX–XX. DOI: [10.52899/24141437_2025_04_XX](https://doi.org/10.52899/24141437_2025_04_XX) EDN: SLBRSW

Рукопись получена: 02.10.2025

Рукопись одобрена: 06.10.2025

Опубликована online: 26.11.2025

Accepted for publication

Research and design of a marine engine exhaust gas recirculation cooler using CFD modeling on a digital platform

Georgy V. Cherkaev, Bac H. Tran

Saint-Petersburg State Marine Technical University, Saint-Petersburg, Russia

ABSTRACT

This article presents the design and performance analysis of an Exhaust Gas Recirculation (EGR) cooler for marine diesel engines.

Relevance. The relevance of this study is driven by increasingly stringent regulations for monitoring and reducing pollutant emissions from marine engines.

Purpose. The aim of the study is to optimize the EGR system to reduce NO_x emissions and improve engine performance by enhancing the cooler design. The chosen cooler configuration is a shell-and-tube heat exchanger using smooth tubes.

Materials and Methods. Ansys Fluent software was used to simulate the flow field and temperature distribution inside the cooler, helping to optimize the cooling efficiency and system design. The simulations indicate that adjusting the coolant flow rate and the heat exchanger tube structure significantly improves cooling performance while minimizing energy consumption.

Results. The results show that with EGR ratios of 30% and 40%, the selected cooler design meets the cooling requirements of the recirculating gas, with the lowest achievable cooling temperature of 133°C. The analysis results can be useful in calculations for improving and increasing the cooling efficiency of an existing cooler.

Conclusion. This research method can be applied to other marine diesel engines, contributing to better fuel efficiency and reduced environmental impact.

Keywords: Exhaust Gas Recirculation (EGR); marine engine; cooler design; CFD simulation; Ansys Fluent; temperature distribution; emissions reduction.

To cite this article:

Cherkaev GV, Tran BH. Research and design of a marine engine exhaust gas recirculation cooler using CFD modeling on a digital platform. Transactions of the Saint Petersburg State Marine Technical University. 2025;4(4):XX–XX. DOI: 10.52899/24141437_2025_04_XX EDN: SLBRSW

Submitted: 02.10.2025

Accepted: 06.10.2025

Published online: 26.11.2025

ВВЕДЕНИЕ

Выбросы от двигателей внутреннего сгорания являются основным источником загрязнения окружающей среды. Выхлопные газы двигателей выделяют в атмосферу множество опасных загрязняющих веществ, включая оксиды азота (NO_x), которые являются одной из причин возникновения раковых заболеваний. Метод рециркуляции отработавших газов (EGR) является широко применяемым и высокоэффективным методом контроля выбросов оксидов азота (NO_x) от двигателей. Суть метода EGR заключается в возврате части выхлопных газов обратно в камеру сгорания, что приводит к разбавлению заряда. В результате снижается доля кислорода (O_2) в смеси, и скорость горения замедляется. Кроме того, возврат части выхлопных газов в камеру сгорания способствует увеличению теплоёмкости топливовоздушной смеси, что снижает температуру в цилиндре во время процесса сгорания [1, 2]. Выхлопные газы после выхода из камеры сгорания имеют высокую температуру, что при их возврате в двигатель сказывается на нагреве, и, как следствие, уменьшении плотности всасываемого заряда. Поэтому рециркуляционные выхлопные газы необходимо охлаждать. Для этой цели предназначен охладитель рециркуляционных газов, представляющий собой теплообменник, встроенный в систему с целью снижения температуры рециркуляционных газов, температура которого обычно находится в диапазоне от 100°C до 180°C [3, 4].

Охладитель увеличивает способность смеси поглощать тепло в процессе сгорания, что повышает эффективность снижения выбросов NO_x , так как количество тепла пропорционально объёму рециркуляционных газов, их теплоёмкости и разнице температур между процессом сгорания и рециркуляционными газами. Охлажденные рециркуляционные газы занимают меньший объем в составе всасываемой смеси, благодаря чему увеличивается количество кислорода (O_2), что обеспечивает более высокий коэффициент полезного действия (КПД) процесса сгорания. Охлаждающая среда охладителя рециркуляционного газа, как правило, представляет собой охлаждающую воду от двигателя.

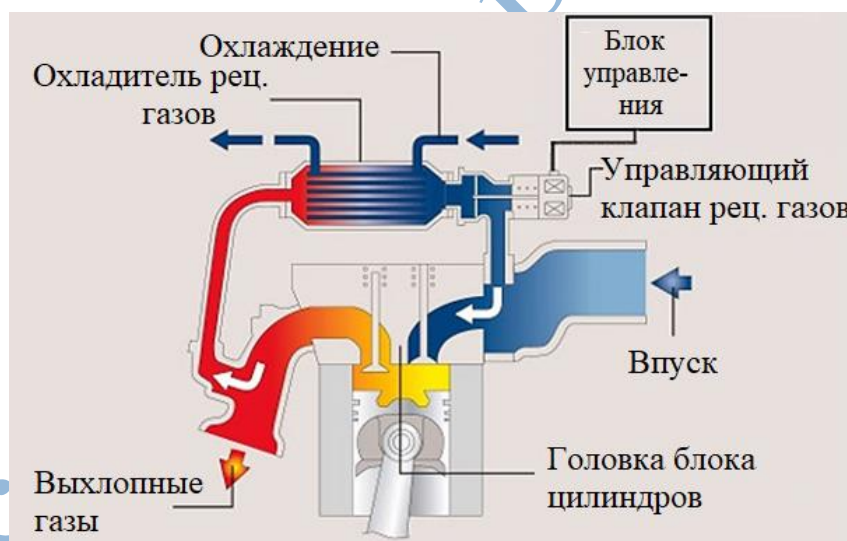


Рис. 1. Принципиальная схема охладителя рециркуляционных газов.

Fig. 1. Schematic diagram of a recirculating gas cooler.

Принципиальная схема одного из типичных охладителей представлена на рис. 1. В представленном устройстве выхлопные газы двигателя с высокой температурой проходят через теплообменные трубки охладителя, а охлаждающая среда течет снаружи трубок в произвольном направлении. После завершения процесса охлаждения часть рециркуляционных газов возвращается в камеру сгорания при определенных режимах нагрузки, и их температура к этому моменту уже снижена. Благодаря этому, процесс образования оксидов азота (NO_x) уменьшается из-за более низкой температуры продуктов сгорания [5, 6]. Снижение температуры выхлопных газов также помогает предотвратить термическое разложение каталитического покрытия фильтра твердых частиц (DPF) и уменьшить количество вредных выбросов в отработавших газах двигателя. Конфигурация охладителя оказывает значительное влияние на эффективность

охлаждения рециркуляционных газов. Типичные формы охладителей, часто упоминаемые в литературе, включают трубчатые и пластинчатые конструкции [7]. Трубчатые охладители являются наиболее распространёнными и используются в более чем 35–40% существующих теплообменных устройств благодаря их надёжности, лёгкости обслуживания и возможности модернизации. Эффективность охлаждения трубчатого типа может быть улучшена за счёт использования перегородок (экранов), которые направляют движение охлаждающей среды поперёк и вдоль труб, а также предотвращают вибрации труб [8, 9].

Критерии проектирования охладителей включают: компактные размеры с высокой эффективностью; надёжность, стабильность и долговечность работы в условиях высоких температур и агрессивной среды. Конструкция охладителя также должна обеспечивать лёгкость очистки или замены [10, 11]. Поэтому в представленной статье для расчётов и моделирования выбран дизайн трубчатого охладителя. Процесс расчёта охладителя осуществляется с использованием «Метода Керна» [12]. Основное внимание уделяется анализу течения потока и процесса теплообмена в охладителе, который проводится с помощью CFD-моделирования для определения поведения потока рабочей среды внутри охладителя. С этой целью использовалась программа Ansys FLUENT 2024. Результаты анализа могут быть полезны при проведении расчётов для улучшения и повышения эффективности охлаждения существующего охладителя. В статье охладитель спроектирован с использованием множества теплообменных трубок и охлаждающей воды от двигателя.

РАСЧЁТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОХЛАДИТЕЛЯ

ОБЪЕКТ ИССЛЕДОВАНИЯ

Основным объектом исследования являлся 4-х цилиндровый 4-х тактный дизельный двигатель Hyundai D4BB (Рис. 2), имеющий камеру сгорания с разделением типа IDI (непосредственный впрыск топлива) с распределительным насосом. Он используется на некоторых патрульных катерах во Вьетнаме, а также может быть применён в качестве двигателя для пожарных насосов, промышленных насосов и промышленных холодильных установок. Основные характеристики двигателя приведены в табл. 1.



Рис. 2. Двигатель D4BB.

Fig. 2. The D4BB engine.

Таблица 1. Параметры двигателя D4BB

Table 1. Parameters of the D4BB engine

№ п/п	Параметры	Значение
1	Тип двигателя	Дизельный двигатель с 4 цилиндрами в ряд, 4-тактный, с 8 клапанами и разделённой камерой сгорания
2	Порядок работы	1-3-4-2
3	Диаметр цилиндра	$D = 91,1$ мм
4	Ход поршня	$S = 100$ мм

5	Номинальная скорость	$n = 4\,000$ об/мин
6	Степень сжатия	$\varepsilon = 22$
7	Максимальная мощность	59 кВт / 4 000 об/мин
8	Максимальный крутящий момент	165 Нм / 2 200 об/мин
9	Длина x Ширина x Высота	710 x 673,4 x 641 мм
10	Объем цилиндра	2 607 см ³

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЁТ

Для теоретического расчёта были выбраны режимы в соответствии с внешними характеристиками двигателя при 100% номинальной скорости $n_{\text{ном}}$. Для двигателя D4BB $n_{\text{ном}} = 4\,000$ об/мин, поэтому расчётный режим принимается при скорости 4 000 об/мин и 100% нагрузке. Расчётные режимы представлены в табл. 2, опубликованной на основе экспериментальных данных производителя двигателя.

Таблица 2. Расчётные режимы работы охладителя

Table 2. Design operating modes of the cooler

n (об/мин)	g_e (г/кВт·ч)	M_e (Н·м)	λ (-)	N_e (кВт)
1 000	244.15	128	1.45	13.40
1 500	242.76	142	1.38	22.29
2 000	234.63	146	1.32	30.56
2 500	246.64	142	1.30	37.16
3 000	268.20	135	1.24	42.39
3 500	294.03	130	1.21	47.62
4 000	295.04	125	1.18	59.00

При $n = 4\,000$ об/мин и 100% нагрузке имеем следующие экспериментальные данные: эффективная мощность $N_e = 59$ кВт, удельный расход топлива $g_e = 295,04$ г/кВт·ч, коэффициент избытка воздуха $\lambda = 1,18$. На основе этих данных теоретически рассчитывается расход выхлопных газов.

Расход топлива при частоте вращения $n = 4\,000$ об/мин определяется по следующей формуле:

$$G_{\text{топ}} = g_e \cdot N_e = \frac{295,04 \cdot 59}{3600 \cdot 1000} = 4,835 \cdot 10^{-3} \text{ (кг/с)}$$

Реальное количество воздуха, поступающего в цилиндр двигателя:

$$G_{\text{р.воздух}} = \lambda \cdot G_{\text{топ}} \cdot L_0 = 1,18 \cdot 4,835 \cdot 10^{-3} \cdot 14,7 = 0,084 \text{ (кг/с)}$$

Согласно закону сохранения массы, расход выхлопных газов определяется следующим образом:

$$G_{\text{вых.газ}} = G_{\text{топ}} + G_{\text{р.воздух}} = 4,835 \cdot 10^{-3} + 0,084 = 0,089 \text{ (кг/с)}$$

Часть указанного объёма выхлопных газов возвращается обратно в камеру сгорания двигателя. Перед этим выхлопные газы проходят через охладитель, где происходит процесс теплообмена между охлаждающей водой и выхлопными газами.

Большинство охладителей EGR охлаждают выхлопные газы с высокой температурой, выходящие из двигателя, до температуры около 100÷180°C. Поэтому в процессе расчёта предполагается, что температура возвращаемых газов после прохождения через охладитель составляет 150°C. Расчёты выполнены с использованием «Метода Керна» [12] и «Справочника ТЕМА» (Ассоциация производителей теплообменников типа трубка) [13] для определения основных технических характеристик устройства. Эти характеристики проектирования представлены в табл. 3, при этом использованные теплообменные трубки-гладкие (без ребер).

Таблица 3. Технические характеристики охладителя

Table 3. Technical characteristics of the cooler

Наружный диаметр теплообменной	Длина теплообменной трубки (L), мм	Количество теплообменных трубок (n), шт	Толщина стенки каждой трубки (δ), мм	Внутренний диаметр теплообменной	Диаметр корпуса охладителя (D), мм
--------------------------------	------------------------------------	---	--------------------------------------	----------------------------------	------------------------------------

трубки (Д ₂), мм				трубки (Д ₁), мм	
12	320	37	1	10	115

С другой стороны, для повышения способности охлаждающей среды восстанавливать тепло внутри корпуса охладителя размещаются перегородки. Выбрано 4 перегородки, расположенные равномерно. В каждой перегородке вырезается 25% её размера, оставляя только 75% от первоначального размера (Рис. 2).

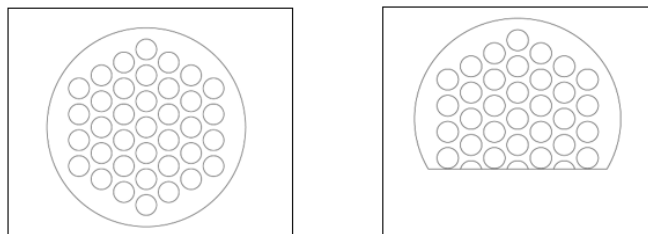


Рис. 3. Тип перегородки, используемой (до и после вырезания 25%).

Fig. 3. The type of partition used (before and after cutting 25%).

МОДЕЛИРОВАНИЕ С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММЫ ANSYS FLUENT

Ansys Fluent — это ведущее программное обеспечение для моделирования потоков жидкостей и газов в промышленности, известное своими возможностями моделирования сложных физических процессов и высокой надежностью. В расчётах механического проектирования программа Ansys может быть интегрирована с программным обеспечением для проектирования 2D и 3D-геометрических моделей, чтобы анализировать распределение напряжений, деформаций, температуры, скорости потока, тепловых потоков и других характеристик рабочего тела. Это позволяет находить оптимальные параметры для технологий производства. Ansys также предоставляет методы решения механических задач с использованием различных типов моделей материалов: линейная упругость, нелинейная упругость, упругость с пластичностью, вязкая упругость, пластичность, вязкопластичность, текучесть пластичных материалов, сверхупругие и сверхпластичные материалы, жидкости и газы и т. д.

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ УРАВНЕНИЯ

С целью исследования структуры потока и процесса теплообмена, для решения уравнений Навье-Стокса, касающихся теплопереноса в области с твердым телом, используется программное обеспечение CFD Fluent. Для решения задач с высоким турбулентным потоком выбрана стандартная модель турбулентности k - ε с корректировкой потока. Схема «Upwind» второго порядка (UDS) применяется для уравнений импульса, энергии и уравнений турбулентности. Стандартная модель k - ε является полунатуральной моделью, основанной на уравнениях для турбулентной кинетической энергии (k) и диссипации энергии (ε). Рейнольдсова вязкость напряжений связана с градиентом средней скорости на основе гипотезы Буссинеска, где k и ε вычисляются из следующих уравнений:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \rho G_k - \rho \varepsilon$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\rho \varepsilon}{k} G_k - C_{2\varepsilon} \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (1)$$

В приведённых выше уравнениях G_k обозначает турбулентную кинетическую энергию, вызванную градиентом средней скорости, которая определяется следующим образом:

$$G_k = \frac{\mu_t}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (2)$$

k и ε связываются с уравнениями корректировки через соотношение:

$$\mu_t = \frac{\rho C_\mu k^2}{\varepsilon} \quad (3)$$

$C_{1\varepsilon} = 1.44; C_{2\varepsilon} = 1.92; C_\mu = 0.09; \sigma_k = 1; \sigma_\varepsilon = 1.3$

Экспериментальные константы для модели турбулентности взяты по данным Launder и Spalding (1972) [14].

ПРЕДПОЛОЖЕНИЯ И ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ

После предварительного расчета размеров устройства охлаждения с предложенным вариантом, при котором коэффициент рециркуляции составляет 30%, проводится моделирование процесса теплообмена между охлаждающей жидкостью и выхлопными газами, происходящими внутри этого устройства, при увеличении коэффициента рециркуляции до 40%, с целью проверки сохраняется ли работоспособность устройства охлаждения при выбранном коэффициенте рециркуляции согласно расчетам или нет. Кроме того, необходимо обеспечить, чтобы температура выхлопных газов после выхода из устройства охлаждения находилась в пределах $100 \div 180^\circ\text{C}$. В данной модели исследовались максимальные возможности охлаждения устройства, которое спроектировано с внутренней конструкцией, включающей 37 труб, с использованием 4-х направляющих пластин. Модель, после разделения на сетку, представлена на рис. 4, а разделение на сетку выполнено с использованием модуля «Ansys Meshing».

В модели симуляции устройства охлаждения предполагается, что температура входной охлаждающей воды в устройство составляет 313 К, а температура выходной воды из устройства изменяется в пределах от 8 до 15 К. Граничные условия модели представлены в табл. 3 и 4. Температура входных выхлопных газов принимается при двух режимах скорости: 2 200 об/мин (скорость, соответствующая максимальному моменту) и 4 000 об/мин (скорость, соответствующая максимальной мощности) при 75% нагрузки и коэффициенте рециркуляции 40%.

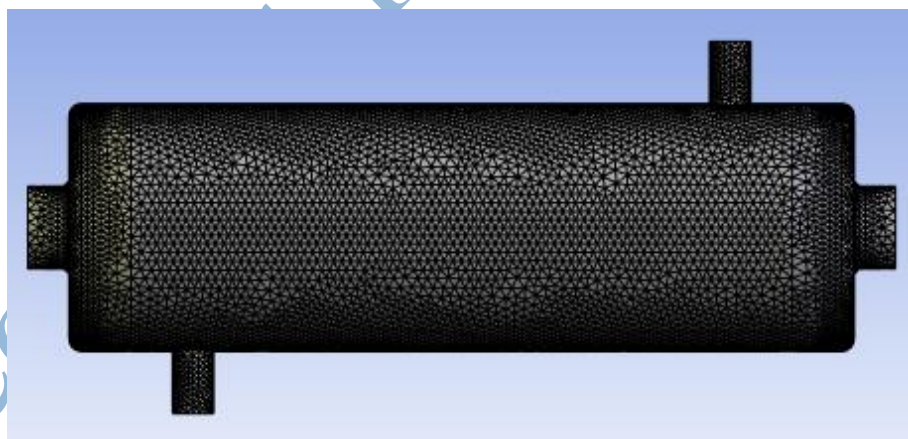


Рис. 4. Сеточная структура для расчётной модели охладителя.

Fig. 4. Grid structure for the calculation model of the cooler.

Для моделирования устройства охлаждения использовались следующие предположения:

1. Внешний корпус теплообменника считается теплоизолированным (теплообмен с окружающей средой отсутствует).
2. Толщина стенок трубок и перегородок принимается равной нулю, так как внутренний и наружный диаметры трубок очень близки друг к другу, что делает тепловое сопротивление в твёрдой области незначительным по сравнению с конвективным тепловым сопротивлением с обеих сторон.

3. Граничное условие связи определяется для передачи энергии от выхлопных газов (внутри трубок) к охлаждающей воде (в корпусе).
4. Физические свойства выхлопных газов изменяются в зависимости от температуры, однако охлаждающая вода имеет постоянные тепловые характеристики.
5. Поток жидкости и процесс теплообмена являются турбулентными и находятся в стационарном состоянии.
6. Условие отсутствия скольжения применяется к стенкам поверхности корпуса и трубок в расчётной области.

Таблица 4. Граничные условия моделирования (при коэффициенте рециркуляции 30%)

Table 4. Boundary conditions of modeling (with a recirculation coefficient of 30%)

Частота вращения	Температура выхлопных газов (К)	Расход выхлопных газов (кг/с)	Скорость выхлопных газов (м/с)
2 200 об/мин (75% нагрузки)	673	0,017	15,5
4 000 об/мин (75% нагрузки)	683	0,027	24,5

Таблица 5. Граничные условия моделирования (при коэффициенте рециркуляции 40%)

Table 5. Boundary conditions of modeling (with a recirculation coefficient of 40%)

Частота вращения	Температура выхлопных газов (К)	Расход выхлопных газов (кг/с)	Скорость выхлопных газов (м/с)
2 200 об/мин (75% нагрузки)	688	0,029	26,5
4 000 об/мин (75% нагрузки)	708	0,036	33

РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Рис. 5–8 демонстрируют снижение температуры охлаждающей воды и количество тепла, поглощаемое охлаждающей водой от рециркулирующих газов в процессе охлаждения. Результаты показывают, что при низком расходе охлаждающей воды температура рециркулирующих газов на выходе из устройства охлаждения выше по сравнению с увеличением расхода охлаждающей воды. Когда двигатель работает на 75% нагрузки при оборотах 2 200 об/мин, пропорция рециркуляции составляет 30%, а расход охлаждающей воды — 0,1 кг/с, температура рециркулирующих газов составляет 433 К. При увеличении расхода охлаждающей воды до 0,3 кг/с температура рециркулирующих газов снижается до 406 К. Когда двигатель работает на 75% нагрузки при оборотах 4 000 об/мин, пропорция рециркуляции составляет 30%, а расход охлаждающей воды — 0,15 кг/с, температура рециркулирующих газов составляет 453 К. При увеличении расхода охлаждающей воды до 0,35 кг/с температура рециркулирующих газов снижается до 428 К. Этот результат можно интерпретировать так, что при моделировании с граничными условиями, соответствующими пропорции рециркуляции 30%, выхлопные газы дают результаты, соответствующие первоначальным ожиданиям проектирования, и устройство охлаждения работает стабильно в этом режиме. При моделировании с граничными условиями пропорции рециркуляции 40% выхлопные газы дают следующий результат: при оборотах 2 200 об/мин и расходе охлаждающей воды 0,2 кг/с температура рециркулирующих газов составляет 443 К. При увеличении расхода охлаждающей воды до 0,4 кг/с температура рециркулирующих газов снижается до 433 К. При оборотах 4 000 об/мин и расходе охлаждающей воды 0,25 кг/с температура рециркулирующих газов составляет 453 К. При увеличении расхода охлаждающей воды до 0,45 кг/с температура рециркулирующих газов снижается до 447 К. Это можно объяснить тем, что при увеличении оборотов двигателя температура выхлопных газов возрастает, и охлаждающая вода поглощает больше тепла, то есть температура выхлопных газов после выхода из устройства будет выше. Однако, в целом, температура выхлопных газов на выходе из устройства и вариация температуры охлаждающей воды остаются в пределах допустимых значений (оптимальные вариации температуры охлаждающей воды составляют от 8 до 15 К, а температура выхлопных газов после выхода из устройства охлаждения оптимально должна быть в пределах от 100 до 180°C или от 373 до 453

К). Все приведенные результаты можно объяснить тем, что при увеличении расхода охлаждающей воды скорость её движения в устройстве охлаждения возрастает, что приводит к увеличению коэффициента теплоотдачи охлаждающей воды. В результате коэффициент теплопередачи k увеличивается, и охлаждающая вода поглощает больше тепла.

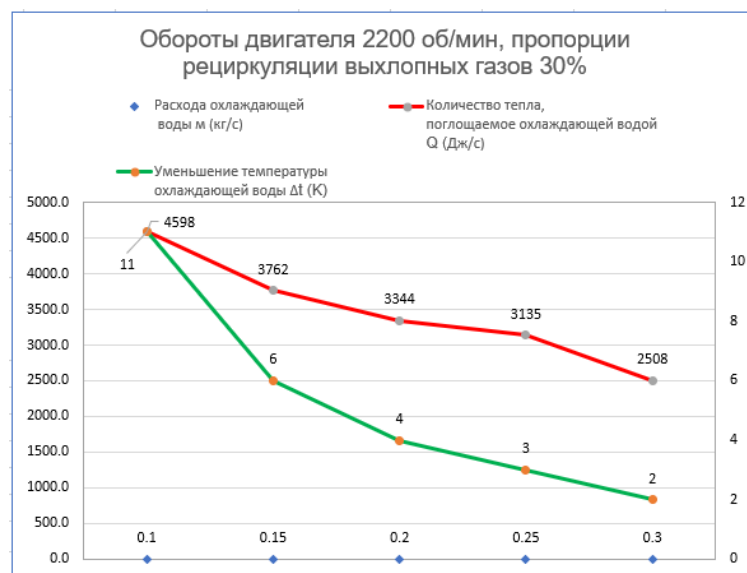


Рис. 5. Влияние расхода охлаждающей воды на вариации температуры охлаждающей воды и количество тепла, поглощаемое охлаждающей водой при режиме 2200 об/мин — 75% нагрузки, 30% EGR.

Fig. 5. The effect of cooling water flow on variations in cooling water temperature and the amount of heat absorbed by the cooling water at 2200 rpm — 75% load, 30% EGR.

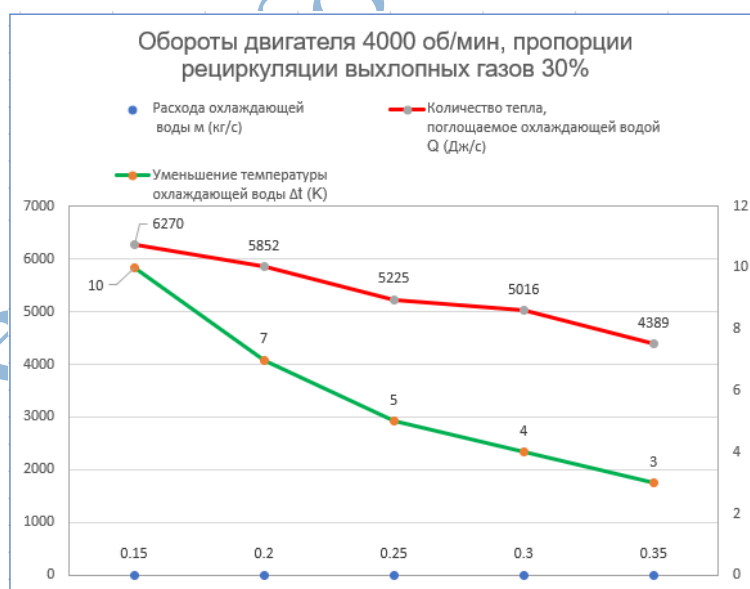


Рис. 6. Влияние расхода охлаждающей воды на вариации температуры охлаждающей воды и количество тепла, поглощаемое охлаждающей водой при режиме 4000 об/мин — 75% нагрузки, 30% EGR.

Fig. 6. The effect of cooling water flow on variations in cooling water temperature and the amount of heat absorbed by the cooling water at 4000 rpm — 75% load, 30% EGR.

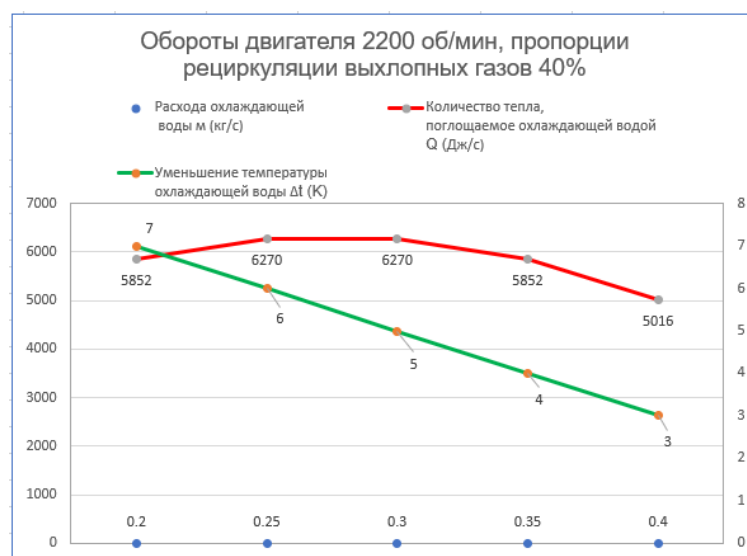


Рис. 7. Влияние расхода охлаждающей воды на вариации температуры охлаждающей воды и количество тепла, поглощаемое охлаждающей водой при режиме 2 200 об/мин — 75% нагрузки, 40% EGR.

Fig. 7. The effect of cooling water flow on variations in cooling water temperature and the amount of heat absorbed by the cooling water at 2,200 rpm — 75% load, 40% EGR.

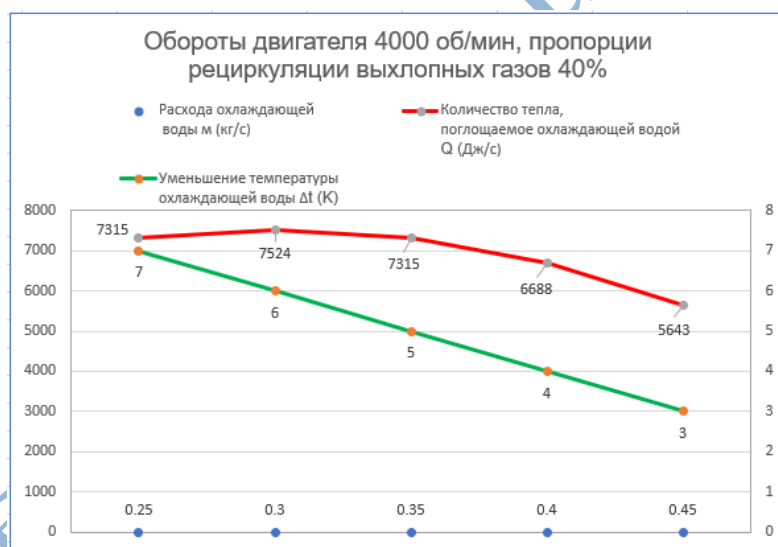


Рис. 8. Влияние расхода охлаждающей воды на вариации температуры охлаждающей воды и количество тепла, поглощаемое охлаждающей водой при режиме 4000 об/мин — 75% нагрузки, 40% EGR.

Fig. 8. The effect of cooling water flow on variations in cooling water temperature and the amount of heat absorbed by the cooling water at 4000 rpm — 75% load, 40% EGR.

Распределение температуры внутри устройства охлаждения в зависимости от степени рециркуляции показано на рис. 9–12.

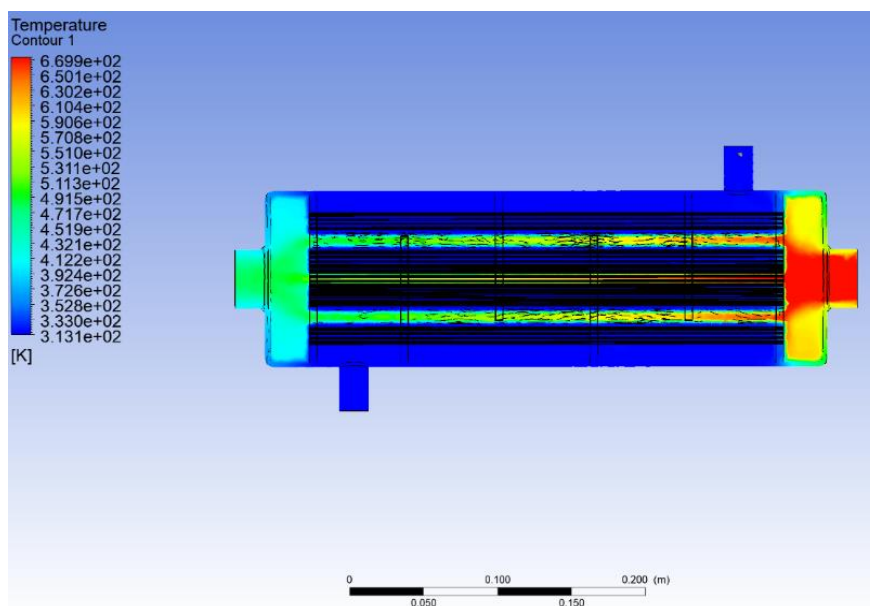


Рис. 9. Распределение температуры в устройстве охлаждения при режиме 75% нагрузки — 2 200 об/мин (30% EGR).

Fig. 9. Temperature distribution in the cooling device at 75% load — 2 200 rpm (30% EGR).

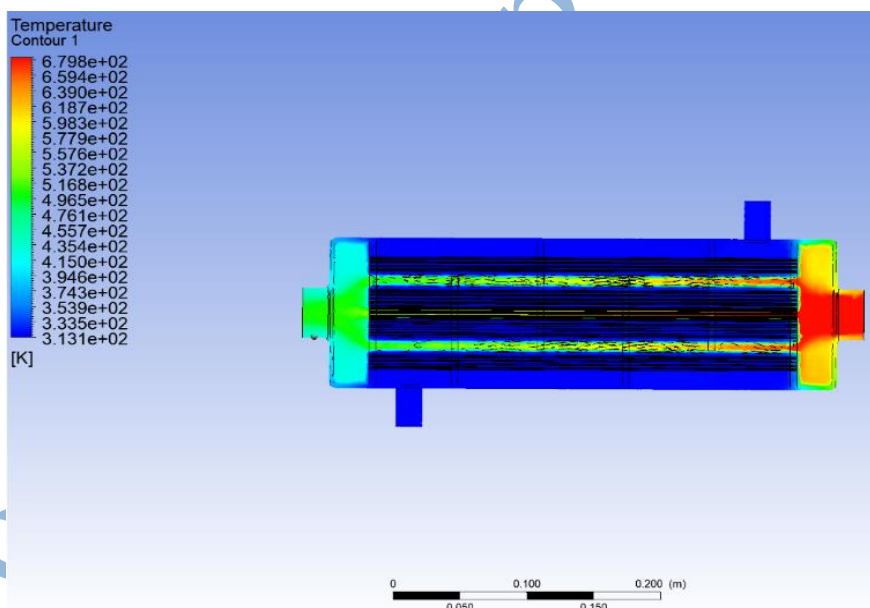


Рис. 10. Распределение температуры в устройстве охлаждения при режиме 75% нагрузки — 4 000 об/мин (30% EGR).

Fig. 10. Temperature distribution in the cooling device at 75% load — 4 000 rpm (30% EGR).

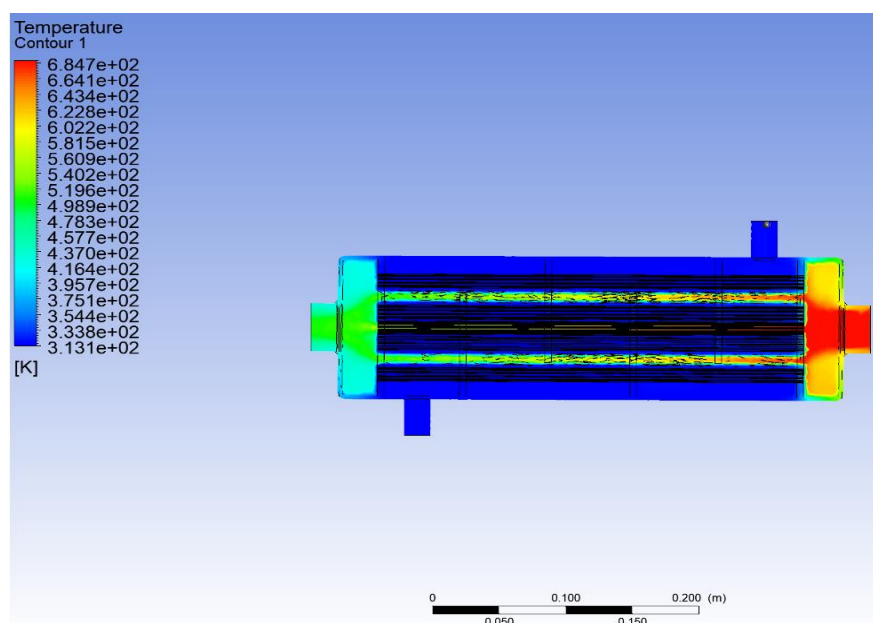


Рис. 11. Распределение температуры в устройстве охлаждения при режиме 75% нагрузки — 2 200 об/мин (40% EGR).

Fig. 11. Temperature distribution in the cooling device at 75% load — 2 200 rpm (40% EGR).

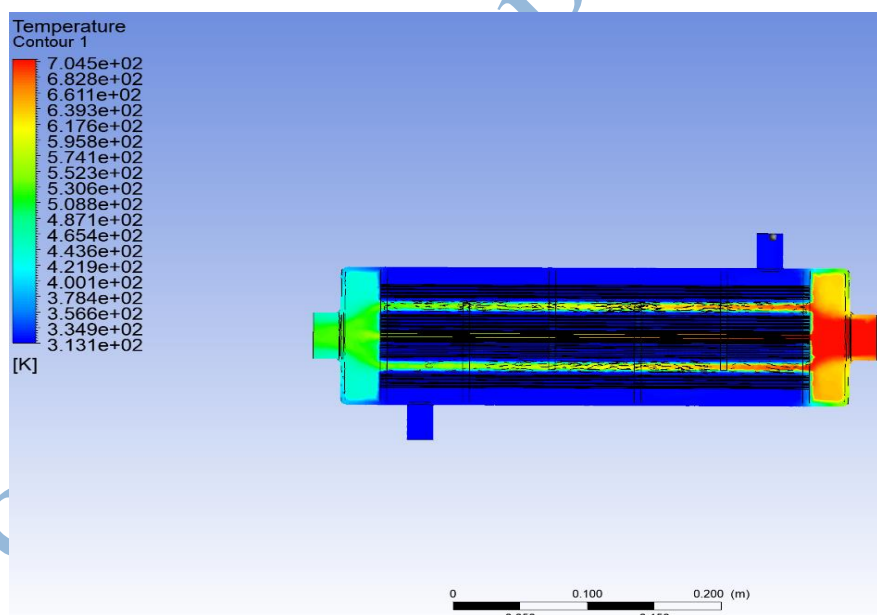


Рис. 12. Распределение температуры в устройстве охлаждения при режиме 75% нагрузки — 4 000 об/мин (40% EGR).

Fig. 12. Temperature distribution in the cooling device at 75% load — 4 000 rpm (40% EGR).

Динамика потока внутри устройства охлаждения показана на рис. 13–16.

Из этого видно, что скорость рециркулирующих газов и охлаждающей воды резко изменяется при изменении диаметра трубы, что является явлением резкого сужения и расширения. Что касается охлаждающей воды, то мы наблюдаем достаточно сильные вихревые потоки на входе, выходе, а также вдоль всей длины устройства охлаждения, в связи с чем коэффициент теплоотдачи α_{nlm} велик.

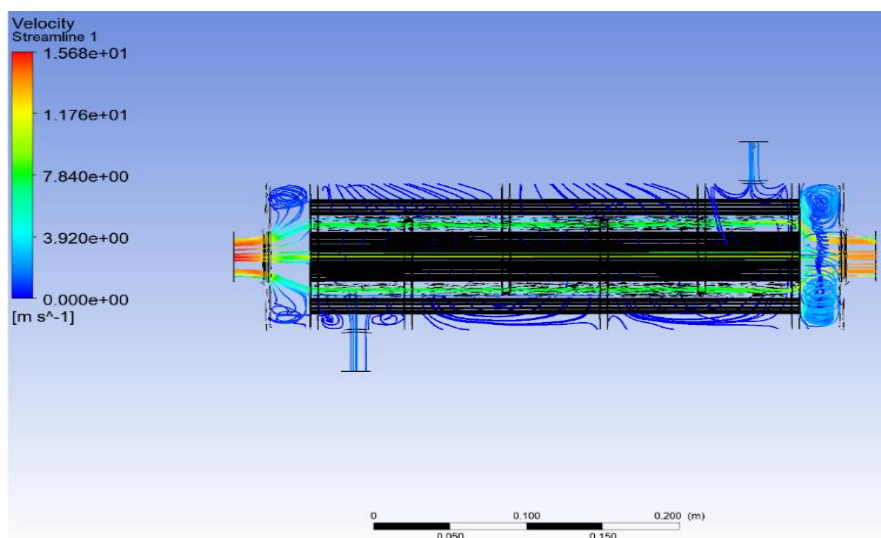


Рис. 13. Распределение скорости в устройстве охлаждения при режиме 75% нагрузки — 2 200 об/мин.
Fig. 13. Speed distribution in the cooling device at 75% load — 2,200 rpm.

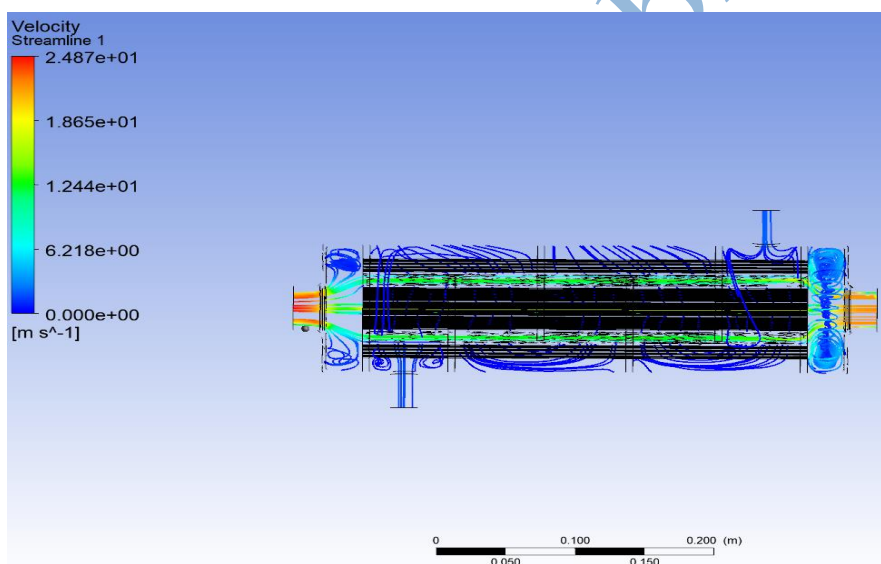


Рис. 14. Распределение скорости в устройстве охлаждения при режиме 75% нагрузки — 4 000 об/мин (30% EGR).
Fig. 14. Speed distribution in the cooling device at 75% load — 4,000 rpm (30% EGR).

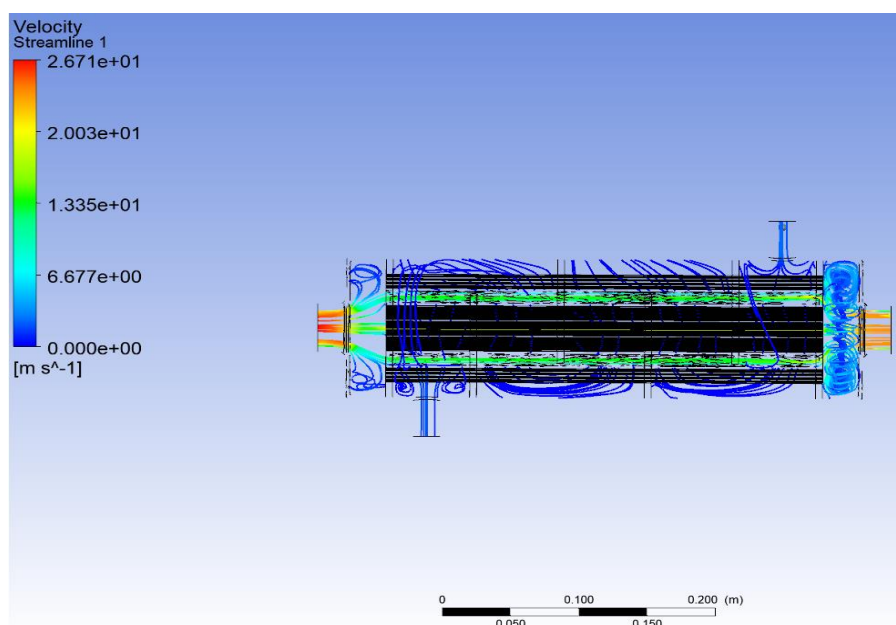
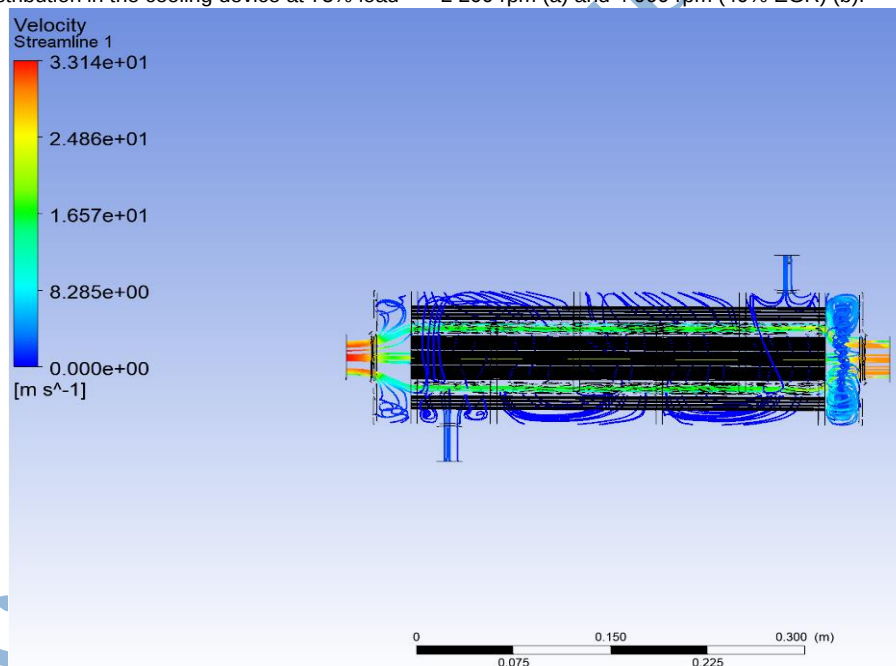


Рис. 15. Распределение скорости в устройстве охлаждения при режиме 75% нагрузки — 2 200 об/мин (а) и 4 000 об/мин (40% EGR) (б).

Fig. 15. Speed distribution in the cooling device at 75% load — 2 200 rpm (a) and 4 000 rpm (40% EGR) (b).



б)

Рис. 16. Распределение скорости в устройстве охлаждения при режиме 75% нагрузки — 4 000 об/мин (40% EGR).

Fig. 16. Speed distribution in the cooling device at 75% load — 4 000 rpm (40% EGR).

Что касается рециркулирующих газов на входе и выходе, то поток имеет турбулентность, а вдоль длины устройства охлаждения наблюдается ламинарное течение рабочей жидкости, что приводит к тому, что коэффициент α_{kx} не велик.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В представленном исследовании выполнен расчет охладителя рециркулирующих газов, а также исследован процесс теплообмена в нем, проведенный на основе метода численного моделирования динамики жидкости CFD с применением программного обеспечения Ansys. Результаты показывают, что с увеличением массового расхода воды, поступающей в тепловой трубопровод, температура выхлопных газов после охлаждения снижается. Обобщение и оценка результатов моделирования для случаев с коэффициентом рециркуляции 30% и 40% показывает, что при выбранной конструкции устройства теплообмена в виде пучка труб, использующих гладкие теплообменные трубы, полностью возможно удовлетворить требования охлаждения рециркулирующих газов. При этом температура охлаждения может снизиться до 133°C для рециркулирующих газов на выходе из устройства охлаждения при коэффициенте рециркуляции 30% при оборотах 2 200 об/мин.

Однако способность теплообмена гладких труб ограничена, поскольку площадь контакта гладкой трубы невелика, и конструктивные особенности гладкой трубы не способствуют созданию турбулентного потока внутри трубы для выхлопных газов. Поэтому коэффициент теплообмена устройства ещё не оптимален. Для улучшения способности теплообмена устройства охлаждения в будущем можно исследовать и применять такие типы труб, как спиральные трубы, трубы с ребрами, трубы с лопастями и другие, в замену используемым гладким трубам. Результаты моделирования, представленные в данном исследовании, служат основой для дальнейшего развития модели устройства охлаждения.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. Г.В. Черкаев — поиск публикаций по теме статьи, систематизация и редактирование результатов исследования; Чан Х.Б. — поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи, создание изображений. Все авторы одобрили рукопись (версию для публикации), а также согласились нести ответственность за все аспекты работы, гарантируя надлежащее рассмотрение и решение вопросов, связанных с точностью и добросовестностью любой её части.

Источники финансирования. Отсутствуют.

Раскрытие интересов. Авторы заявляют об отсутствии отношений, деятельности и интересов за последние три года, связанных с третьими лицами (коммерческими и некоммерческими), интересы которых могут быть затронуты содержанием статьи.

Оригинальность. При создании настоящей работы авторы не использовали ранее опубликованные сведения (текст, иллюстрации, данные).

Доступ к данным. Редакционная политика в отношении совместного использования данных к настоящей работе не применима, новые данные не собирали и не создавали.

Генеративный искусственный интеллект. При создании настоящей статьи технологии генеративного искусственного интеллекта не использовали.

Рассмотрение и рецензирование. Настоящая работа подана в журнал в инициативном порядке и рассмотрена по обычной процедуре.

ADDITIONAL INFO

Authors contributions. G.V. Cherkaev: investigation, formal analysis, writing—review & editing writing—original draft; Tran H.B.: investigation, writing—original draf, visualization. All the authors approved the version of the manuscript to be published and agree to be accountable for all aspects of the work, ensuring that issues related to the accuracy or integrity of any part of the work are appropriately investigated and resolved.

Funding sources: No funding.

Disclosure of interests: The authors have no relationships, activities, or interests for the last three years related to for-profit or not-for-profit third parties whose interests may be affected by the content of the article.

Statement of originality: No previously obtained or published material (text, images, or data) was used in this study or article.

Access to data: The editorial policy regarding data sharing is not applicable to this work, and new data has not been collected or created.

Generative AI: No generative artificial intelligence technologies were used to prepare this article.

Provenance and peer-review: This paper was submitted unsolicited and reviewed following the standard procedure.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Pierpont D.A., Montgomery D.T., Reitz R.D. Reducing particulate and NO_x using multiple injections and EGR in a D. I. diesel // SAE Technical Paper. 1995. № 950217. doi: 10.4271/950217
2. Agarwal A., Batista R.C. CFD Analysis of Flow Behavior and Thermal Performance in Single and Multi-Inlet EGR Coolers // International Journal of Heat and Technology. 2023. Vol. 41, N. 3. P. 673–678. doi: 10.18280/ijht.410320 EDN: UOWEPA
3. Charnay L., Ångström H.-E., Andersson L. CFD Optimization of an EGR Cooler for Heavy-Duty Diesel Engines // SAE Technical Paper. 2001. № 2001-01-1755. doi: 10.4271/2001-01-1755
4. Agarwal A., Molwane O.B., Pitso I. Numerical analysis and performance enhancement of compact heat exchanger using computational fluid dynamics // Journal of Engineering Research (Kuwait). 2021. Vol. 2021. doi: 10.36909/jer.ICIPPSD.15503 EDN: IWZZBE
5. Kim H.M., Park S.K. Investigation on the flow and heat transfer characteristics of diesel engine EGR coolers // International Journal of Automotive Technology. 2008. № 9. C. 149–153. doi: 10.1007/s12239-008-0019-4
6. Кузнецов, Е.А. Моделирование турбулентности. Расчет сдвиговых течений с применением ANSYS FLUENT. Санкт-Петербург: Политех-Пресс, 2020.
7. Sunil S.S. Samir S.J., Pavithran Dr.S. Performance Improvement in Single phase Tubular Heat Exchanger using continuous Helical Baffles // International Journal of Engineering Research and Applications. 2012. Vol. 2, N. 1. P. 1141–1149.
8. Master B.I. Chunangad K.S., Pushpanathan V. Fouling Mitigation Using Helixchanger Heat Exchangers. In: *Proceedings of the ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning: Fundamentals and Applications*. ECI Digital Archives, 2003. P. 317–322.23
9. Галиев И.Р. Основы CFD-моделирования теплообмена при конструировании двигателей внутреннего сгорания. Санкт-Петербург: Санкт-Петербургский государственный морской технический университет, 2024. EDN: DQYXLF
10. Huang Y.Q. Yu X.L., Lu G.D. Numerical simulation and optimization design of the EGR cooler in vehicle // Journal of Zhejiang University Science. 2008. P. 1270–1276. doi: 10.1631/jzus.A08202
11. Кортиков, Н.Н. Сопряженный теплообмен в примерах и задачах. Санкт-Петербург: Политех-Пресс, 2017.
12. Sinnott R.K. *Chemical Engineering Design. Vol. 6. Chemical Engineering*. Amsterdam, Boston, Heidelberg, London, New York, Oxford, Paris, San Diego, San Francisco, Singapore, Sydney, Tokyo: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2005.
13. Byrne R.C. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. New York: TEMA Inc.; 1999.
14. Launder B., Spalding D.B. Mathematical Models of Turbulence. London: Academic Press, 1972.

REFERENCES

1. Pierpont DA, Montgomery DT, Reitz RD. Reducing particulate and NO_x using multiple injections and EGR in a D. I. diesel. *SAE Technical Paper*. 1995;(950217). doi:10.4271/950217
2. Agarwal A, Batista RC. CFD Analysis of Flow Behavior and Thermal Performance in Single and Multi-Inlet EGR Coolers. *Int J Heat Technol*. 2023;41(3):673–678. doi:10.18280/ijht.410320
3. Charnay L, Ångström HE, Andersson L. CFD Optimization of an EGR Cooler for Heavy-Duty Diesel Engines. *SAE Technical Paper*. 2001;(2001-01-1755). doi:10.4271/2001-01-1755
4. Agarwal A, Molwane OB, Pitso I. Numerical analysis and performance enhancement of compact heat exchanger using computational fluid dynamics. *J Eng Res (Kuwait)*. 2021;2021. doi:10.36909/jer.ICIPSD.15503
5. Kim HM, Park SK. Investigation on the flow and heat transfer characteristics of diesel engine EGR coolers. *Int J Automot Technol*. 2008;9(2):149-153. doi:10.1007/s12239-008-0019-4
6. Kuznetsov EA. *Turbulence Modeling: Calculation of Shear Flows Using ANSYS FLUENT*. St. Petersburg: Politekh-Press; 2020.
7. Sunil SS, Samir SJ, Pavithran S. Performance Improvement in Single phase Tubular Heat Exchanger using continuous Helical Baffles. *Int J Eng Res Appl*. 2012;2(1):1141–1149.
8. Master BI, Chunangad KS, Pushpanathan V. Fouling Mitigation Using Helixchanger Heat Exchangers. In: *Proceedings of the ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning: Fundamentals and Applications*. ECI Digital Archives; 2003:317–322.
9. Galiev IR. *Fundamentals of CFD Modeling of Heat Transfer in the Design of Internal Combustion Engines*. St. Petersburg: St. Petersburg State Marine Technical University; 2024.
10. Huang YQ, Yu XL, Lu GD. Numerical simulation and optimization design of the EGR cooler in vehicle. *J Zhejiang Univ Sci*. 2008;9(9):1270-1276. doi:10.1631/jzus.A0820223
11. Kortikov NN. *Conjugate Heat Transfer in Examples and Problems*. St. Petersburg: Politekh-Press; 2017.
12. Sinnott RK. *Chemical Engineering Design*. Vol 6. Elsevier Butterworth-Heinemann; 2005.
13. Byrne RC. *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*. TEMA Inc.; 1999.
14. Launder B, Spalding DB. *Mathematical Models of Turbulence*. Academic Press; 1972.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ | INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Черкаев Георгий Владимирович, канд. техн. наук, доцент; адрес: 190121, Россия, Санкт-Петербург, ул. Лоцманская, 3; e-mail: gcherkaev@mail.ru	Georgy V. Cherkaev, Cand. Sci. (Engineering), Associate Professor; adress: Lotsmanskaya, 3, St. Petersburg, 190121, Russian; e-mail: gcherkaev@mail.ru
Чан Хыу Бак; e-mail: mullerbac@gmail.com	Huu B. Tran; e-mail: mullerbac@gmail.com

* Автор, ответственный за переписку / Corresponding author