

DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-4-745-754

HEAT TRANSFER IN THE COOLING SYSTEMS OF SHIP ENGINES WHEN CIRCULATING THE COOLANT CONTAINING MULTIGRAPHENE NANOPARTICLES WITH HIGH THERMAL CONDUCTIVITY

A. V. Zharov¹, R. V. Gorshkov¹, N. G. Savinski²

¹ — Yaroslavl State Technical University, Yaroslavl, Russian Federation

² — Valiev IPT RAS, Yaroslavl branch, Yaroslavl, Russian Federation

For heat transfer intensification in the cooling systems of forced and perspective ship internal combustion engines, the coolants with an increased thermal conductivity are created, which are stable two-phase suspensions based on an aqueous solute of ethylene glycol and solid multigraphene nanoparticles with a high thermal conductivity. Numerical and experimental studies of heat transfer from the heated wall of the test section to nanofluids in the range of mass concentrations of multigraphene particles from 0.2 to 0.75 percent are carried out, which corresponds to the thermal conductivity coefficients from 0,715 to 0,85 W / m·K. The developed experimental facility operating under stationary heat exchange conditions is used to measure the temperature of fluid and the section metal wall at the constant values of such parameters that are found in the engine cooling systems: the heated wall washing circuit, design features of the cooling cavity, artificial turbulization of the fluid flow, etc. The heat transfer coefficients from the heated wall to the base fluid and to the two-phase coolant with its increased thermal conductivity coefficient are compared under identical operation conditions of the test: the coolant temperature is 80 degrees Celsius and its speed of 0,4...1,2 m / s.

The influence of the increased thermal conductivity of coolants with multigraphene particles on heat transfer is established. At the same speed of the coolant with an increase in the thermal conductivity of nanofluid from 0,715 to 0,85 W / m·K, the heat transfer coefficient increases by 22 percent. The presence of multigraphene nanoparticles in a suspension with a thermal conductivity of 0.85 W / m·K results to increase in of heat transfer intensity by 30 percent compared with the base fluid. The obtained experimental results are processed in the similarity numbers, which made it possible to obtain the criterial equation for heat transfer under forced convection and the turbulent flow regime of “liquid-solid particles” suspensions. This equation can be the basis for calculating heat transfer in the cooling systems of internal combustion engines when using such two-phase coolants with an increased thermal conductivity. The task of increasing the heat exchange intensity at the boundary between the wall and coolant is relevant both to increase the forced marine diesel engines reliability and to improve the thermal and hydraulic efficiency of heat exchangers associated with the cooling circuit of marine engines.

Keywords: cooling system, internal combustion engine, heat transfer intensification, cooling nanofluid, multigraphene nanoparticles, experimental setup, heat transfer coefficient, criterial equation.

For citation:

Zharov, Aleksandr V., Roman V. Gorshkov, and Nikolaj G. Savinski. “Heat transfer in the cooling systems of ship engines when circulating the coolant containing multigraphene nanoparticles with high thermal conductivity.” *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admirala S. O. Makarova* 11.4 (2019): 745–754. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-4-745-754.

УДК 621.4:620.3

ТЕПЛОТДАЧА В СИСТЕМАХ ОХЛАЖДЕНИЯ СУДОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ ЦИРКУЛЯЦИИ ТЕПЛОНОСИТЕЛЯ, СОДЕРЖАЩЕГО ВЫСОКОТЕПЛОПРОВОДНЫЕ НАНОЧАСТИЦЫ МУЛЬТИГРАФЕНА

А. В. Жаров¹, Р. В. Горшков¹, Н. Г. Савинский²

¹ — Ярославский государственный технический университет,
Ярославль, Российская Федерация

² — Ярославский филиал ФТИАН РАН, Ярославль, Российская Федерация

Для интенсификации теплоотдачи в системах охлаждения форсированных и перспективных судовых двигателей внутреннего сгорания были созданы теплоносители с увеличенным коэффициентом

теплопроводности, представляющие собой устойчивые стабильные двухфазные суспензии на основе водного раствора этиленгликоля и твердых наночастиц мультиграфена с высоким коэффициентом теплопроводности. Проведены численные и экспериментальные исследования теплоотдачи от нагретой стенки испытательной секции к наножидкостям в диапазоне массовых концентраций частиц мультиграфена 0,2–0,75 %, что соответствует коэффициентам теплопроводности 0,715–0,85 Вт/м·К. На разработанной экспериментальной установке, функционирующей в условиях стационарного режима теплообмена, проводились измерения температуры жидкости и металлической стенки секции при неизменных значениях следующих параметров, которые имеют место в системах охлаждения двигателей: схема омывания нагретой стенки, конструктивные особенности полости охлаждения, искусственная турбулизация потока жидкости и др. Коэффициенты теплоотдачи от нагретой стенки к базовой жидкости и двухфазному теплоносителю при его повышенном коэффициенте теплопроводности сравнивались между собой при одинаковых режимных условиях испытания: температуре теплоносителя 80 °С и скорости его движения 0,4–1,2 м/с. Установлено влияние на теплоотдачу повышенного коэффициента теплопроводности теплоносителей с частицами мультиграфена. При одной и той же скорости движения теплоносителя с увеличением коэффициента теплопроводности наножидкости от 0,715 Вт/м·К до 0,85 Вт/м·К коэффициент теплоотдачи увеличился на 22 %. Наличие наночастиц мультиграфена в суспензии, имеющей коэффициент теплопроводности 0,85 Вт/м·К, привело к увеличению интенсивности теплоотдачи на 30 % по сравнению с базовой жидкостью. Полученные экспериментальные результаты были обработаны в числах подобия, что позволило получить критериальное уравнение для теплоотдачи при вынужденной конвекции и турбулентном режиме течения суспензий жидкость – твердые частицы. Это уравнение может служить основой для расчета теплообмена в системах охлаждения двигателей внутреннего сгорания при применении таких двухфазных теплоносителей с увеличенным коэффициентом теплопроводности. Задача повышения интенсивности теплообмена на границе «стенка – теплоноситель» актуальна как для повышения надежности форсированных судовых дизелей, так и для совершенствования теплогидравлической эффективности теплообменных аппаратов, связанных с контуром систем охлаждения судовых двигателей.

Ключевые слова: система охлаждения, двигатель внутреннего сгорания, интенсификация теплоотдачи, охлаждающая наножидкость, наночастицы мультиграфена, экспериментальная установка, коэффициент теплоотдачи, критериальное уравнение.

Для цитирования:

Жаров А. В. Теплоотдача в системах охлаждения судовых двигателей при циркуляции теплоносителя, содержащего высокотеплопроводные наночастицы мультиграфена / А. В. Жаров, Р. В. Горшков, Н. Г. Савинский // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2019. — Т. 11. — № 4. — С. 745–754. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-4-745-754.

Введение (Introductoin)

Одной из главных современных тенденций развития судовых дизелей является непрерывное увеличение их удельной и агрегатной мощности наряду с повышением надежности. Для высокооборотных форсированных судовых двигателей характерны высокие значения среднего эффективного давления $p_e = 2,5 \dots 3$ МПа, а перспективные дизели могут иметь $p_e = 3,5 \dots 4$ МПа [1]. При таких значениях среднего эффективного давления существенно увеличатся тепловые потоки через стенки деталей камеры сгорания, и вместе с тем существенно возрастут также температуры теплонагруженных деталей цилиндропоршневой группы. Для обеспечения работоспособности таких дизелей и снижения максимальных температур деталей, ограничивающих камеру сгорания, необходимо повышать интенсивность процессов теплоотдачи в их системах охлаждения (СО). Одним из перспективных путей повышения интенсивности теплоотдачи в СО является совершенствование физических свойств теплоносителей судовых двигателей [2].

Известно, что коэффициент теплопроводности λ охлаждающей жидкости (ОЖ) оказывает существенное влияние на коэффициент теплоотдачи на границе *стенка – теплоноситель* в режиме вынужденной конвекции. С развитием в последнее время нанотехнологий появилась возможность увеличения коэффициента теплопроводности λ ОЖ, что позволило создать теплоносители с увеличенным коэффициентом теплопроводности, представляющие собой устойчивые стабильные двухфазные суспензии на основе водного раствора этиленгликоля (ВЭГ) и твердых с высоким коэффициентом теплопроводности наночастиц мультиграфена (МГ) [3].

Интенсивность теплоотдачи для наножидкости при ее коэффициенте теплопроводности 0,85 Вт/м·К и вязкости 0,8 мПа·с (массовая концентрация МГ $\varphi_m = 0,75\%$), согласно комплексу $K_{\text{ОЖ}}$ (уравнение (1)), увеличивается более, чем на 10 % по сравнению с ВЭГ при одинаковых конструктивных и режимных параметрах системы охлаждения двигателя:

$$K_{\text{ОЖ}} = \frac{\lambda^{0,57} \cdot \rho^{0,8} \cdot C_p^{0,43}}{\eta^{0,37}}, \quad (1)$$

где λ — теплопроводность теплоносителя, Вт/(м·К); ρ — плотность теплоносителя, кг/м³; η — коэффициент динамической вязкости теплоносителя, Па·с; C_p — удельная массовая теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К).

Известно, что теплоотдача от стенки к двухфазным потокам отличается от теплоотдачи к однофазным потокам за счет влияния твердых высокотеплопроводных наночастиц мультиграфена в пограничном слое [4]. Поэтому для того чтобы оценить увеличение коэффициента конвективного теплообмена при двухфазном теплоносителе (жидкость — твердые наночастицы МГ) по сравнению с базовой жидкостью необходимы его экспериментальные исследования.

Методы и материалы (Methods and Materials)

Коэффициент теплоотдачи как для двухфазного, так и для базового теплоносителя наиболее информативно и надежно можно определить на разработанной экспериментальной установке (рис. 1), испытательная секция которой представляет собой горизонтально расположенную гладкую стальную цилиндрическую трубу длиной 1200 мм и диаметром 21 мм [5]. К наружной стенке секции электронагревателем подводится постоянный тепловой поток 1500 Вт. Внутри этой трубы, выполненной из коррозионно-стойкой стали, движется испытуемый теплоноситель.

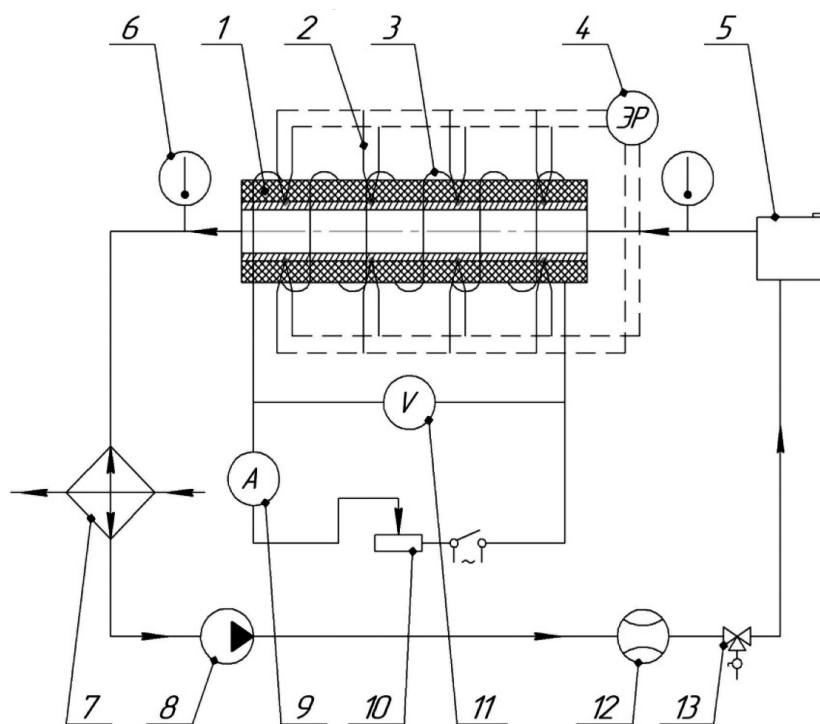


Рис. 1. Схема экспериментальной установки с горизонтальной трубой

Условные обозначения:

- 1 — испытательная секция; 2 — термодары; 3 — нагревательная нихромовая спираль;
- 4 — электронный регистратор; 5 — расширительный бак; 6 — ртутные термометры;
- 7 — теплообменный аппарат; 8 — циркуляционный насос с электродвигателем;
- 9 — амперметр; 10 — реостат; 11 — вольтметр; 12 — расходомер;
- 13 — клапан со сливным краном

По длине трубы на ее внутренней стенке установлены хромель-копелевые термодатчики с нормирующим преобразователем, обеспечивающим точность до 0,1 °С. Значения силы тока и напряжения электронагревателя контролируются встроенными в него амперметром и вольтметром, что позволяет обеспечить подвод требуемого теплового потока величиной 1500 Вт через стенку трубы к теплоносителю. Контроль количества теплоты, поступившей к охлаждающей жидкости, осуществляется с использованием двух ртутных термометров точностью 0,1 °С, установленных на входе потока ОЖ в испытательную секцию и выходе из нее. Скорость циркуляции жидкости в контуре изменяется за счет регулирования ее расхода с помощью циркуляционного насоса центробежного типа.

Расход теплоносителя контролируется расходомером, имеющим предел допускаемой относительной погрешности $\pm 1\%$. Рассеивание поступившей в ОЖ теплоты осуществляется на выходе из секции за счет теплообменника типа *жидкость – жидкость*. После наступления установившегося стационарного режима теплообмена, который контролируется постоянством температур стенки и жидкости в течение не менее 30 мин при выбранной скорости движения теплоносителя, определяется средний по поверхности теплообмена коэффициент теплоотдачи по уравнению из источника [6]:

$$\alpha = \frac{G_m C_p (t_f' - t_f'')}{F (\bar{t}_w - \bar{t}_f)}, \quad (2)$$

где α — коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); G_m — массовый расход ОЖ, кг/с; C_p — удельная массовая теплоемкость теплоносителя, Дж/(кг·К); t_f' и t_f'' — температуры ОЖ на входе в испытательную секцию и выходе из нее соответственно, °С; $\bar{t}_w$ и $\bar{t}_f$ — средние температуры поверхности теплообмена (стенки) и жидкости соответственно, °С; F — площадь теплоотдающей поверхности, м².

Экспериментальная установка позволяет измерять температуры жидкости и металлической стенки при неизменных значениях параметров, которые имеют место в системах охлаждения двигателей: схемы омывания нагретой стенки, конструктивных особенностей полости охлаждения, искусственной турбулизации потока жидкости и др. Коэффициенты теплоотдачи от нагретой стенки к базовой ОЖ и двухфазному теплоносителю при повышенном его коэффициенте теплопроводности необходимо сравнить между собой при одинаковых режимных условиях испытания: температуре теплоносителя 80 °С и скорости его движения 0,4 ... 1,2 м/с.

Измерения указанных параметров позволили определить коэффициент теплоотдачи для базовой жидкости при разной скорости ее движения по уравнению (2). Следует отметить, что при каждом установившемся режиме все измерения температуры повторялись не менее семи раз, полученные значения коэффициента теплоотдачи усреднялись по поверхности стенки трубы, а опытные точки имели разброс, не превышающий $\pm 5\%$. Обработка полученных результатов в числах подобия позволила определить для ВЭГ значения коэффициента C и степеней m , n критериального уравнения (3), характеризующего процесс конвективного теплообмена при турбулентном режиме течения ОЖ в различных каналах [6]. В результате графического построения, согласно уравнению (3), были определены следующие значения: коэффициента $C = 0,021$ и степеней $m = 0,8$ и $n = 0,4$, что соответствует уравнению (4):

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^n. \quad (3)$$

Сопоставление экспериментальных данных по α для ВЭГ с результатами расчета по уравнению (4) показало их соответствие этому уравнению (рис. 2):

$$Nu_f = 0,021 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,43}. \quad (4)$$

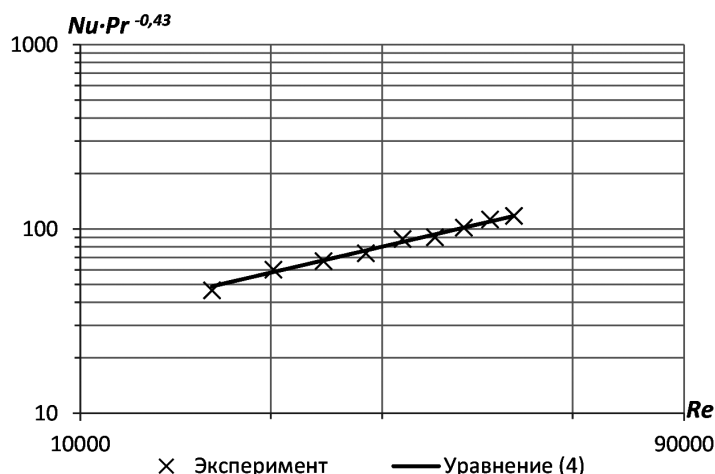


Рис. 2. Сопоставление экспериментальных значений для ВЭГ с эмпирическим уравнением (4)

Результаты и обсуждение (Results and Discussion)

Согласно вычислениям, выполненным по уравнению (4), коэффициент теплоотдачи при циркуляции наножидкости увеличился на 10 % по сравнению с базовой жидкостью в исследуемом диапазоне скоростей (рис. 3).

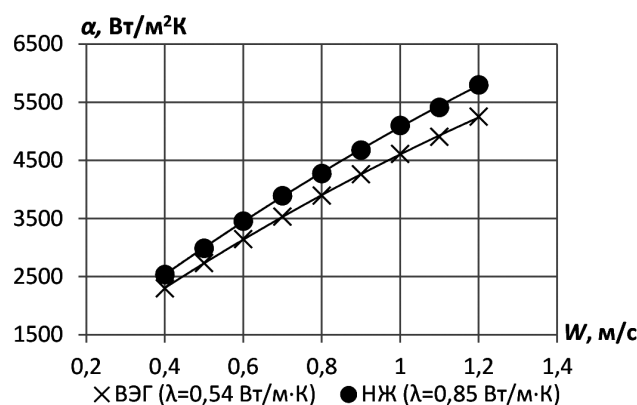


Рис. 3. Коэффициент теплоотдачи в зависимости от скорости наножидкости и ВЭГ по уравнению (4)

При этом необходимо отметить, что наблюдается значительное влияние наличия в наножидкости высокотеплопроводных твердых частиц на коэффициент теплоотдачи [4], [7]. В связи с ранее изложенным, необходимы экспериментальные исследования теплоотдачи от стенки испытательной секции к движущимся со скоростями 0,4 ... 1,2 м/с двухфазным суспензиям на экспериментальной установке при коэффициентах теплопроводности 0,715 ... 0,85 Вт/м·К. Результаты экспериментов показали, что изменение скорости движения указанных теплоносителей 0,4 ... 1,2 м/с привело к увеличению коэффициента теплоотдачи в 2,4 раза (рис. 4).

При одинаковой скорости движения ОЖ с увеличением коэффициента теплопроводности наножидкости 0,715 ... 0,85 Вт/м·К коэффициент теплоотдачи увеличился на 22 %. Наличие наночастиц мультиграфена в суспензии (при $\lambda = 0,85$ Вт/м·К) привело к увеличению интенсивности теплоотдачи на 30 % по сравнению с ВЭГ, что может быть обусловлено указанными далее факторами. Возможно, это связано с уменьшением термического сопротивления пограничного слоя за счет увеличения его коэффициента теплопроводности частицами мультиграфена [8]–[10]. Данное обстоятельство можно объяснить также частыми столкновениями высокотеплопроводных

твердых частиц МГ со стенкой трубы, которые возмущают при этом пограничный слой, что может способствовать ускоренному переносу энергии от горячей стенки в ядро потока [11], [12].

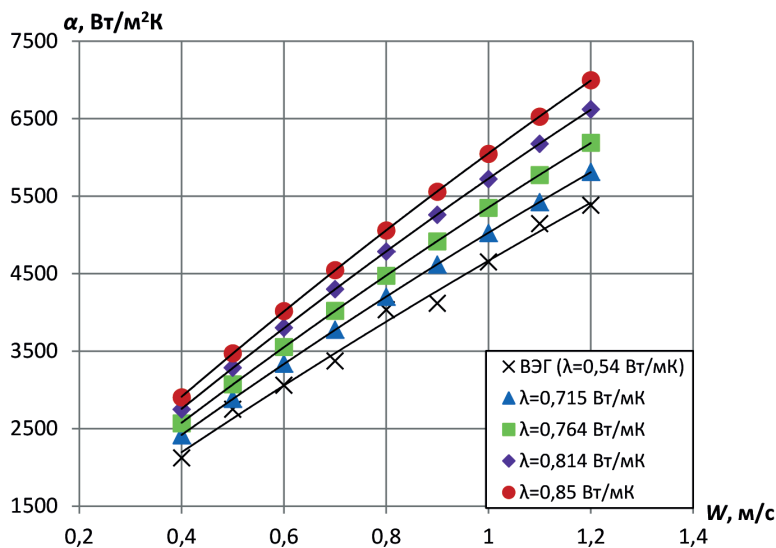


Рис. 4. Влияние скорости движения наножидкостей в трубе на коэффициент теплоотдачи

На рис. 5 приведены изображения этих частиц мультиграфена в суспензии, представляющие собой плоские двумерные наночастицы, состоящие из пяти–семи слоев графена с коэффициентом теплопроводности 3000–5000 Вт/м·К, полученные на сканирующем электронном микроскопе высокого разрешения Zeiss «Supra-40» с рентгеновским энергодисперсионным анализатором INCA «Energy Oxford Instruments».

а)

б)

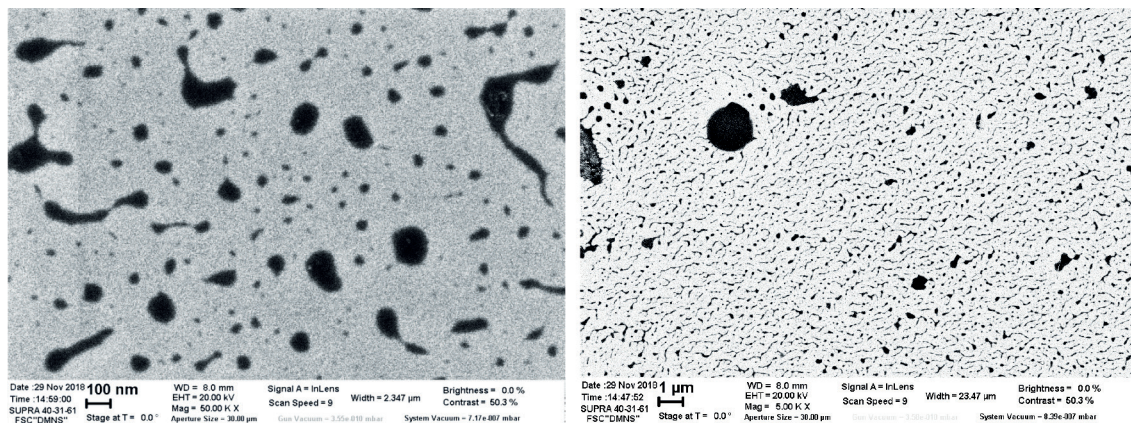


Рис. 5. Вид частиц мультиграфена из дисперсии в водном растворе этиленгликоля после 48 ч ультразвуковой обработки, полученные на подложке оксида кремния:

а — в наномасштабе; б — в микромасштабе

Полученные экспериментальные результаты были обработаны в числах подобия: определены числа C и степени m и n согласно уравнению (3). По этим результатам было установлено, что $m = 0,8$ и $n = 0,43$ для всех образцов охлаждающих наножидкостей (рис. 6). Что касается коэффициента C , который вычислялся по формуле $C = Nu/(Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43})$, то он зависит от величины ее коэффициента теплопроводности:

$$C = 0,03\lambda^{1,26}. \quad (5)$$

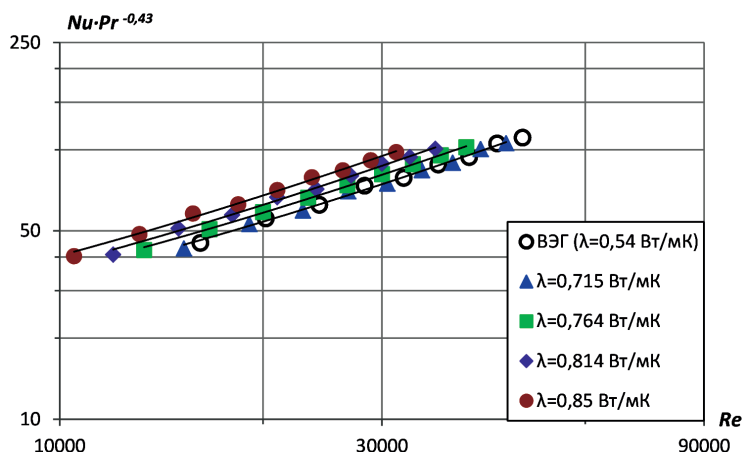


Рис. 6. Теплоотдача от охлаждаемой стенки трубы к наножидкостям с мультиграфеном

Обобщение экспериментальных данных, согласно рис. 6 и уравнению (5) по теплоотдаче от нагретой стенки к исследованным образцам наножидкостей в зависимости от их теплопроводности, описывается уравнением (6). Оно основано на аппроксимации экспериментальных данных рис. 6 по методу наименьших квадратов с величиной коэффициента достоверности не ниже $R^2 = 0,98$:

$$Nu_f = 0,03\lambda^{1,26}Re_f^{0,8}Pr_f^{0,43}, \quad (6)$$

Данное уравнение справедливо в диапазоне коэффициента теплопроводности наножидкости $\lambda = 0,715 \dots 0,85$ Вт/м·К, чисел Рейнольдса $Re = 10^4 \dots 5 \cdot 10^4$ и при температуре $t = 80$ °С (рис. 7). Максимальное отклонение значений по уравнению (6) от экспериментальных данных составляет 2 %.

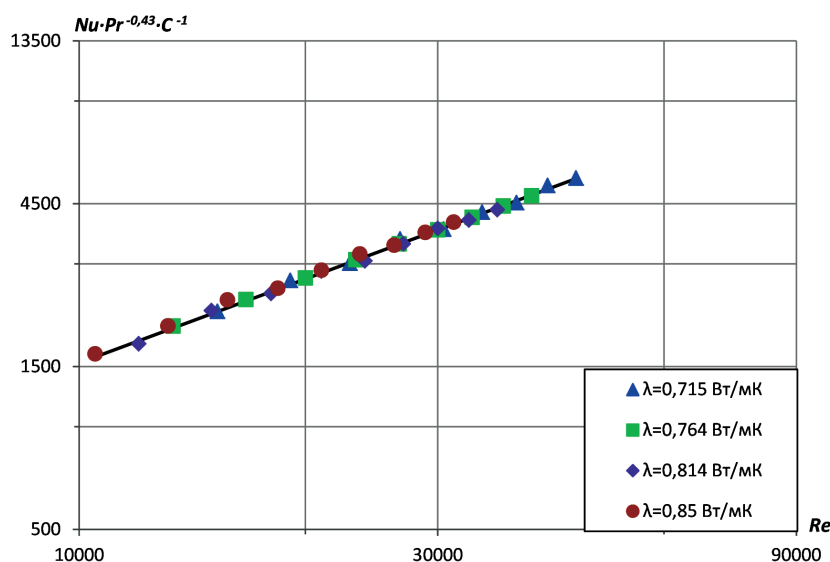


Рис. 7. Средняя по поверхности стенки теплоотдача при турбулентном режиме течения наножидкостей с мультиграфеном в цилиндрической трубе

Полученное критериальное уравнение для теплоотдачи при турбулентном режиме течения охлаждающей жидкости может быть основой для расчета теплообмена в системах охлаждения судовых дизелей при применении двухфазных теплоносителей с увеличенным их коэффициентом теплопроводности, однако при этом необходимо учесть конструктивные особенности систем охлаждения двигателей внутреннего сгорания.

Следует отметить, что это критериальное уравнение позволяет рассчитать увеличение интенсивности теплоотдачи в таких теплообменных аппаратах судовых дизелей, как охладители моторного масла и наддувочного воздуха, а также радиатора охлаждения. Известно, что интенсификация теплоотдачи в указанных аппаратах двигателя приводит к некоторому перераспределению составляющих теплового баланса, что в совокупности с увеличенным коэффициентом теплопередачи в теплообменниках должно привести к некоторому уменьшению площади их теплоотдающих поверхностей:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta \bar{t}}, \quad (7)$$

где Q — тепловой поток, Вт; $\Delta \bar{t}$ — средний температурный напор; k — коэффициент теплопередачи.

При сохранении площади теплоотдающих поверхностей охладителя наддувочного воздуха возможно увеличить глубину его охлаждения, что приведет к некоторому увеличению плотности воздуха на впуске [1].

В судовых дизелях важной задачей является повышение тепловой эффективности охладителей масла и ОЖ контура системы охлаждения двигателя за счет интенсификации теплообмена на границе *стенка – теплоноситель*. Увеличение коэффициента теплоотдачи на указанной границе на 30 ... 40 % способно обеспечить повышение коэффициента тепловой эффективности ТА [13]:

$$\eta = \frac{k \Delta \bar{t} F}{W_{\min} \Delta t_{\max}}, \quad (8)$$

где $W_{\min}$ — минимальный тепловой эквивалент; $\Delta t_{\max}$ — максимальный температурный напор.

Выводы (Summary)

В результате проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. В результате экспериментальных исследований особенностей теплообмена с двухфазными суспензиями *жидкость – твердые частицы* установлено влияние на теплоотдачу увеличенного коэффициента теплопроводности теплоносителей с наночастицами мультиграфена. Интенсивность конвективного теплообмена с охлаждающей НЖ при $\lambda = 0,85$ Вт/м·К увеличилась на 30 % по сравнению с ВЭГ, что привело к снижению средней температуры горячей стенки трубы испытательной секции. Задача повышения интенсивности теплообмена на границе *стенка – теплоноситель* актуальна как для повышения надежности форсированных судовых дизелей, так и для совершенствования теплогидравлической эффективности теплообменных аппаратов, связанных с контуром систем охлаждения судовых двигателей [13].

2. Полученное критериальное уравнение для теплоотдачи при турбулентном режиме течения жидкости может быть основой для расчета теплообмена в системах охлаждения судовых дизелей при применении двухфазных теплоносителей с увеличенным коэффициентом теплопроводности, а для уточнения влияния на теплообмен конструктивных особенностей системы охлаждения двигателя внутреннего сгорания необходима оценка уменьшения температур стенки гильзы цилиндра при применении в качестве теплоносителя охлаждающей наножидкости с высокотеплопроводными наночастицами мультиграфена по отношению к базовой жидкости.

Работа выполнена с использованием оборудования Центра коллективного пользования «Диагностика микро- и наноструктур».

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жуков В. А. Научные основы повышения эксплуатационных показателей высокооборотных судовых ДВС совершенствованием их охлаждения: дис. ... д-ра техн. наук; специальность: 05.08.05 «Судовые энергетические установки и их элементы (главные и вспомогательные)» / В. А. Жуков. — СПб.: СПбГУВК, 2012. — 422 с.

2. Безюков О. К. Охлаждение транспортных двигателей внутреннего сгорания: монография / О. К. Безюков. — СПб.: ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2015. — 272 с.

3. Жаров А. В. Теплоноситель с наночастицами мультиграфена для интенсификации процессов теплообмена в системах охлаждения двигателей внутреннего сгорания / А. В. Жаров, Р. В. Горшков, Н. Г. Савинский // Труды НАМИ. — 2018. — № 4 (275). — С. 48–56.

4. Sadeghinezhad E. A comprehensive review on graphene nanofluids: Recent research, development and applications / E. Sadeghinezhad, M. Mehrli, R. Saidur, M. Mehrli, S. T. Latibari, A. R. Akhiani, H. S. C. Metselaar // *Energy Conversion and Management*. — 2016. — Vol. 111. — Pp. 466–487. DOI: 10.1016/j.enconman.2016.01.004.

5. Горшков Р. В. Экспериментальное определение коэффициента теплоотдачи жидкостей / Р. В. Горшков, А. В. Жаров, А. А. Павлов, В. С. Фавстов // История и перспективы развития транспорта на севере России. — 2015. — Т. 1. — № 1. — С. 116–119.

6. Михеев М. А. Основы теплопередачи / М. А. Михеев, И. М. Михеева. — М: Энергия, 1977. — 344 с.

7. Baby T. T. Enhanced convective heat transfer using graphene dispersed nanofluids / T. T. Baby, S. Ramaprabhu // *Nanoscale research letters*. — 2011. — Vol. 6. — Is. 1. — Pp. 289. DOI: 10.1186/1556-276X-6-289.

8. Sadeghinezhad E. An experimental and numerical investigation of heat transfer enhancement for graphene nanoplatelets nanofluids in turbulent flow conditions / E. Sadeghinezhad, H. Togun, M. Mehrli, P. S. Nejad, S. T. Latibari, T. Abdulrazzaq, S. N. Kazi, H. S. C. Metselaar // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. — 2015. — Vol. 81. — Pp. 41–51. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.10.006

9. Sadeghinezhad E. Experimental Investigation of Convective Heat Transfer Using Graphene Nanoplatelet Based Nanofluids under Turbulent Flow Conditions / E. Sadeghinezhad, M. Mehrli, S. Tahan Latibari, M. Mehrli, S. N. Kazi, C. S. Oon, H. S. C. Metselaar // *Industrial & Engineering Chemistry Research*. — 2014. — Vol. 53. — Pp. 12455–12465. DOI: 10.1021/ie501947u.

10. Arzani H. K. Toward improved heat transfer performance of annular heat exchangers with water/ethylene glycol-based nanofluids containing graphene nanoplatelets / H. K. Arzani, A. Amiri, H. K. Arzani, S. B. Rozali, S. N. Kazi, A. Badarudin // *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. — 2016. — Vol. 126. — Is. 3. — Pp. 1427–1436. DOI: 10.1007/s10973-016-5663-8.

11. Akhavan-Zanjani H. Turbulent Convective Heat Transfer and Pressure Drop of Graphene–Water Nanofluid Flowing Inside a Horizontal Circular Tube / H. Akhavan-Zanjani, M. Saffar-Avval, M. Mansourkiaei, M. Ahadi, F. Sharif // *Journal of Dispersion Science and Technology*. — 2014. — Vol. 35. — Is. 9. — Pp. 1230–1240. DOI: 10.1080/01932691.2013.834423.

12. Mehrli M. Heat transfer and entropy generation for laminar forced convection flow of graphene nanoplatelets nanofluids in a horizontal tube / M. Mehrli, E. Sadeghinezhad, M. A. Rosen, A. R. Akhiani, S. T. Latibari, M. Mehrli, H. S. C. Metselaar // *International Communications in Heat and Mass Transfer*. — 2015. — Vol. 66. — Pp. 23–31. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.05.007.

13. Жуков В. А. Повышение тепло-гидравлической эффективности теплообменных аппаратов двигателей внутреннего сгорания / В. А. Жуков, Е. Н. Николенко // Двигатели внутреннего сгорания. — 2010. — № 1. — С. 102–105.

REFERENCES

1. Zhukov, V. A. Nauchnye osnovy povysheniya ekspluatatsionnykh pokazatelei vysokooborotnykh sudovykh DVS sovershenstvovaniem ikh okhlazhdeniya. Dr. diss. SPb.: SPbGUVK, 2012.

2. Bezyukov, O. K. *Okhlazhdenie transportnykh dvigatelei vnutrennego sgoraniya: monografiya*. SPb.: GUMRF im. admirala S.O. Makarova, 2015.

3. Zharov, A. V., R. V. Gorshkov, and N.G. Savinskiy. “Heat carrier with multigrafen nanoparticles to process heat exchange intensification in internal combustion engines cooling systems.” *Trudy NAMI* 4(275) (2018): 48–56.

4. Sadeghinezhad, Emad, Mohammad Mehrli, R. Saidur, Mehdi Mehrli, Sara Tahan Latibari, Amir Reza Akhiani, and Hendrik Simon Cornelis Metselaar. “A comprehensive review on graphene nanofluids: Recent research, development and applications.” *Energy Conversion and Management* 111 (2016): 466–487. DOI: 10.1016/j.enconman.2016.01.004.

5. Gorshkov, R. V., A. V. Zharov, A. A. Pavlov, and V. S. Favstov. “Eksperimental’noe opredelenie koeffitsienta teplootdachi zhidkostei.” *Istoriya i perspektivy razvitiya transporta na severe Rossii* 1.1 (2015): 116–119.

6. Mikheev, M. A., and I. M. Mikheeva. *Osnovy teploperedachi*. M: Energiya, 1977.

7. Baby, Tessa Theres, and Sundara Ramaprabhu. "Enhanced convective heat transfer using graphene dispersed nanofluids." *Nanoscale research letters* 6.1 (2011): 289. DOI: 10.1186/1556-276X-6-289.
8. Sadeghinezhad, Emad, Hussein Togun, Mohammad Mehrli, Parvaneh Sadeghi Nejad, Sara Tahan Latibari, Tuqa Abdulrazzaq, S.N. Kazi, and Hendrik Simon Cornelis Metselaar. "An experimental and numerical investigation of heat transfer enhancement for graphene nanoplatelets nanofluids in turbulent flow conditions." *International Journal of Heat and Mass Transfer* 81 (2015): 41–51. DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.10.006.
9. Sadeghinezhad, Emad, Mohammad Mehrli, Sara Tahan Latibari, Mehdi Mehrli, S.N. Kazi, Cheen Sean Oon, and Hendrik Simon Cornelis Metselaar. "Experimental Investigation of Convective Heat Transfer Using Graphene Nanoplatelet Based Nanofluids under Turbulent Flow Conditions." *Industrial & Engineering Chemistry Research* 53 (2014): 12455–12465. DOI: 10.1021/ie501947u.
10. Arzani, Hamed Khajeh, Ahmad Amiri, Hamid Khajeh Arzani, Shaifulazuar Bin Rozali, S. N. Kazi, and A. Badarudin. "Toward improved heat transfer performance of annular heat exchangers with water/ethylene glycol-based nanofluids containing graphene nanoplatelets." *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 126.3 (2016): 1427–1436. DOI: 10.1007/s10973-016-5663-8.
11. Hossein, Akhavan-Zanjani, Majid Saffar-Avval, Mohsen Mansourkiaei, Mohammad Ahadi, and Farhad Sharif. "Turbulent Convective Heat Transfer and Pressure Drop of Graphene–Water Nanofluid Flowing Inside a Horizontal Circular Tube." *Journal of Dispersion Science and Technology* 35.9 (2014): 1230–1240. DOI: 10.1080/01932691.2013.834423.
12. Mehrli, Mohammad, Emad Sadeghinezhad, Marc A. Rosen, Amir Reza Akhiani, Sara Tahan Latibari, Mehdi Mehrli, and Hendrik Simon Cornelis Metselaar. "Heat transfer and entropy generation for laminar forced convection flow of graphene nanoplatelets nanofluids in a horizontal tube." *International Communications in Heat and Mass Transfer* 66 (2015): 23–31. DOI: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.05.007.
13. Zhukov, V.A., and E.N. Nikolenko. "Increase the heat and hydraulic efficiency of heat-changing apparatus in system of internal combustion engine." *Internal combustion engines* 1 (2010): 102–105.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Жаров Александр Викторович —
кандидат технических наук, профессор
Ярославский государственный технический
университет
150023, Российская Федерация, г. Ярославль,
Московский проспект, 88
e-mail: zharov3@yandex.ru

Горшков Роман Владимирович — аспирант
Научный руководитель:
Жаров Александр Викторович —
Ярославский государственный технический
университет
150023, Российская Федерация, г. Ярославль,
Московский проспект, 88
e-mail: RZiori@yandex.ru

Савинский Николай Геннадьевич —
кандидат химических наук, старший научный
сотрудник
Ярославский филиал ФТИАН РАН
150007, Российская Федерация, г. Ярославль,
ул. Университетская, д. 21
e-mail: savinskil@yandex.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Zharov, Aleksandr V. —
PhD, professor
Yaroslavl State
Technical University
88, Moscow Av., Yaroslavl, 150023,
Russian Federation
e-mail: zharov3@yandex.ru

Gorshkov, Roman V. — Postgraduate
Supervisor:
Zharov, Aleksandr V. —
Yaroslavl State
Technical University
88, Moscow Av., Yaroslavl, 150023,
Russian Federation
e-mail: RZiori@yandex.ru

Savinski, Nikolaj G. —
PhD, Senior Researcher
Valiev IPT RAS,
Yaroslavl branch
21 Universitetskaya Str., Yaroslavl, 150007,
Russian Federation
e-mail: savinskil@yandex.ru

Статья поступила в редакцию 21 июня 2019 г.
Received: June 21, 2019.