

УДК 621.6.03

DOI: 10.37890/jwt.vi83.594

## **Модель теплообмена в стенде термического обезвреживания нефтесодержащих вод**

**О.П. Шураев**

**В.А. Чернов**

**А.Г. Чичурин**

*Волжский государственный университет водного транспорта, г. Нижний Новгород, Россия.*

**Аннотация.** В статье продолжен анализ результатов отсеивающего эксперимента на стенде термического обезвреживания нефтесодержащих вод. На этот раз рассмотрен закон распределения температуры газа по длине газохода на установившемся режиме в процессе его прогрева перед подачей нефтесодержащей воды. Установлено, что на этапе прогрева распределение температуры газа по длине газохода подчиняется экспоненциальному закону. При нормировании значений температуры относительно показаний первой по ходу газа термопары и переходе к безразмерным значениям получено эталонное распределение температуры, зависящее только от одного параметра. Этот параметр характеризует интенсивность теплопередачи от газа в газоходе к окружающей среде. Показано, что он может быть вычислен путем определения коэффициентов теплоотдачи от газа в газоходе к его стенкам и от стенок к окружающей среде, и последующего определения коэффициента теплопередачи. С другой стороны, указанный параметр определяется при аппроксимации экспериментальных данных экспоненциальной зависимостью. Приведен пример его определения в Mathcad и Excel. Полученные результаты исследования будут востребованы при моделировании температурного поля в газоходе при подаче нефтесодержащей воды для ее обезвреживания.

**Ключевые слова:** судовые нефтесодержащие воды; термическое обезвреживание; газоход судового двигателя; одномерное температурное поле; расчет коэффициентов теплоотдачи

## **Model of heat exchange in the stand of thermal neutralization of oil-containing waters**

**Oleg P. Shurayev**

**Vladimir A. Chernov**

**Alexander G. Chichurin**

*Volga State University of Water Transport, Nizhny Novgorod, Russia*

**Abstract.** The article continues the analysis of the results of the screening experiment on the stand of thermal neutralization of oil-containing waters. This time, the law of gas temperature distribution along the flue length in the steady state during its heating before the supply of oil-containing water is considered. It is established that at the heating stage, the gas temperature distribution along the flue length obeys the exponential law. When normalizing the temperature values relative to the readings of the first thermocouple along the gas flow and switching to dimensionless values, a reference temperature distribution is obtained that depends on only one parameter. This parameter characterizes the intensity of heat transfer from the gas in the flue to the environment. It is shown that it can be calculated by determining the heat transfer coefficients from the gas in the flue to its walls and from the walls to the environment, and then determining the heat transfer coefficient. On the other hand, this parameter is determined by approximating the experimental data with an exponential dependence. An example of its determination in Mathcad and Excel is given.

The obtained research results will be in demand when modeling the temperature field in a flue when supplying oil-containing water for its neutralization.

**Keywords:** marine oil-containing waters; thermal decontamination; marine engine flue; one-dimensional temperature field; calculation of heat transfer coefficients.

### **Введение**

Весьма перспективным способом обезвреживания нефтесодержащих вод (НСВ) является термический, суть которого состоит в том, чтобы НСВ подавались в поток горячего газа. В таком потоке вода из состава НСВ будет испаряться, а углеводороды – разлагаться на простейшие компоненты с последующим окислением в предельном случае до  $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ . В судовых условиях потоком горячего газа могут являться продукты сгорания топлива в главных и вспомогательных двигателях.

Продукты сгорания топлива судовых двигателей внутреннего сгорания включают в себя продукты полного ( $\text{CO}_2$  и  $\text{H}_2\text{O}$ ), неполного ( $\text{CO}$ ,  $\text{C}_x\text{H}_y$  и др.) сгорания, остаточный воздух, не участвовавший в горении ( $\text{N}_2 + \text{O}_2$ ) и оксиды азота ( $\text{NO}_x$ ). При работе на сернистых топливах в составе продуктов сгорания появляются оксиды серы  $\text{SO}_2$  и  $\text{SO}_3$ . То есть продукты сгорания изначально содержат вредные (загрязняющие) вещества в своем составе. По некоторым из них существуют национальные (например, [1, 2]) и/или международные [3] нормативные документы, ограничивающие выбросы этих веществ в атмосферу. Естественно, что установка дополнительного оборудования в газоходе двигателя должна не ухудшать его экологические параметры.

Для изучения процессов огневого обезвреживания разработан лабораторный стенд [4], который адекватно имитирует газовую среду в выпускном трубопроводе судовых ДВС.

Проведенные эксперименты [5, 6] показали, что важную роль в протекании физических и химических процессов играет температура и ее изменение по длине газохода. Математическое описание распределения температуры по длине газохода, согласованное с полученными экспериментальными данными, и будет являться целью данного исследования.

### **Методы исследования**

Основу экспериментального стенда (рис. 1) составляет газоход в виде трубы диаметром 49.5 / 53 мм расположенный горизонтально, с небольшим уклоном в сторону выхода газа. В трубе движутся газообразные продукты сгорания пропан-бутановой смеси из баллона. Расход газа из баллона измеряется массовым способом. Дополнительно засасываемый воздух оценивается коэффициентом избытка воздуха, рассчитываемым газоанализатором АГМ-510МВ по данным измерений газового состава образующихся продуктов сгорания. В поток продуктов сгорания может подаваться под давлением НСВ с малым содержанием нефтепродуктов.

Изменение температуры газовой среды в трубе определяется с помощью пяти термопар ( $T_{02} \dots T_{06}$ ), установленных через 300 мм по длине газохода. Температура наружной поверхности газохода в местах установки термопар измеряется с помощью пирометра. Для измерения температуры окружающей среды используется датчик ВМЕ280, установленный в блоке регистрации измерений БРИЗ-АТ. Все контролируемые в ходе эксперимента параметры стенда измеряются с заданной периодичностью и записываются на карту памяти.

В рамках отсеивающего эксперимента на стенде проведены четыре опыта, в которых по заданному плану варьировались на двух уровнях три фактора. В качестве факторов приняты температура продуктов сгорания, варьируемая путем изменения количества сжигаемого газа из баллона и изменения расстояния между срезом сопла горелки и входом в газоход; концентрация нефтепродукта в ее смеси с водой,

задаваемая смешиванием заранее отмеренных объемов воды и нефтепродукта; и давление в трубопроводе подачи нефтесодержащих вод, создаваемое воздушной подушкой в баке.



Рис. 1. Стенд для термического обезвреживания нефтесодержащих вод  
 1 – напорный бак, 2 – газоход, 3 – источник горячих газов, 4 – блок регистрации измерений, 5 – компрессор, 6 – зонд газоанализатора

Каждый опыт состоял из трех этапов (рис. 2). Первым этапом был режим прогрева, в ходе которого за счет продуктов сгорания газа из баллона устанавливалась требуемая температура в газоходе. На втором этапе в поток горячих газов подавалась вода с некоторым количеством нефтепродуктов. Третий этап представлял собой работу стенда после израсходования отмеренного количества нефтесодержащей воды и сопровождался повышением температуры газа.

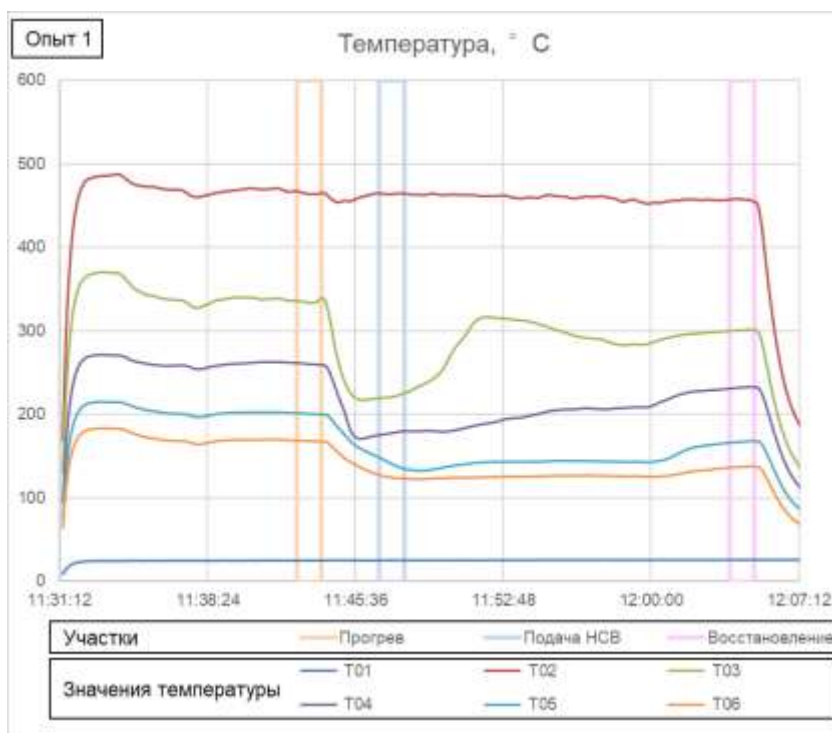


Рис. 2. Изменение температуры по длине газохода в ходе опыта

Два последних этапа проведения опытов зависят от установления стабильного теплового состояния на этапе прогрева, поэтому следует определить факторы, влияющие на температурное поле при прогреве газохода. Очевидно, что концентрация нефтепродукта в НСВ и общее количество подаваемой на втором этапе НСВ не оказывают влияния на температуру в газоход на этапе прогрева. Следовательно, единственным фактором из плана эксперимента, влияющим на температурное поле в период прогрева, является температура на входе в газоход, измеряемая термопарой Т02. Заметим, что после подачи НСВ температура в месте установки термопары Т02 изменялась по сравнению с установившемся значением на этапе прогрева. То есть, особенностью данного эксперимента является тот факт, что температура Т02 выступает и в качестве управляемого фактора на этапе прогрева, и в качестве отклика на следующих этапах.

### Результаты и их обработка

На температурных графиках на этапе прогрева (см. рис. 2) выделим участок, когда все температуры стабилизировались и выполним усреднение каждой температуры в каждом опыте (Таблица 1). По измеренным значениям температуры определим параметры теплообмена продуктов сгорания в трубе с воздушной средой снаружи трубы. Передача теплоты от газа в трубе к внутренним стенкам трубы осуществляется вынужденной конвекцией и излучением, а от наружной поверхности трубы к окружающему воздуху – естественной конвекцией.

Таблица 1

Усредненные показания термопар в опытах на режиме прогрева стенда

Номер опыта	T02	T03	T04	T05	T06
1	465	335	260	201	168
2	574	475	349	257	228
3	480	356	262	202	165
4	569	476	362	277	244

Расчет конвективного теплообмена ведем через определение коэффициента теплоотдачи по следующей схеме [7]:

1. Устанавливается определяющая температура жидкости  $t_f$ .
2. По справочным таблицам или по аппроксимационным уравнениям при определяющей температуре  $t_f$  жидкости находятся ее теплофизические параметры: кинематическая  $\nu_f$  (и/или динамическая  $\mu_f$ ) вязкость, плотность  $\rho_f$ , теплоемкость  $c_{pf}$ , число Прандтля  $Pr_f$  и др. Для некоторых случаев также требуется определить теплофизические параметры жидкости при температуре стенки  $t_w$  (они обозначаются индексом «w»).
3. Определяется число Рейнольдса  $Re_f$ , являющееся характеристикой движения жидкости. Определяющим размером в рассматриваемом случае является внутренний/ наружный диаметр трубы.
4. Для заданного теплоносителя, учитывая режим движения, выбирается подходящее уравнение подобия, по которому вычисляется число Нуссельта  $Nu$ .
5. С помощью поправочных коэффициентов учитывается влияние на теплообмен различных дополнительных факторов.
6. По числу Нуссельта вычисляется коэффициент теплоотдачи  $\alpha$ .

Эта схема может быть применена и при расчете вынужденной конвекции в трубе, и при расчете свободной конвекции около горизонтально расположенной трубы [8].

В качестве источника горячих продуктов сгорания на стенде использован газ, образующийся при сгорании пропан-бутановой смеси из баллона. Принимая равные доли указанных компонентов в смеси получим теоретически необходимое количество воздуха для ее полного сгорания  $L_0 = 15.7 \frac{\text{кг воздуха}}{\text{кг топлива}}$ , а низшую теплоту сгорания  $Q_n = 46.8 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$ . Расход газов в опытах приведен в таблице 2. Массовый расход пропан-бутановой смеси  $m_f$  и коэффициент избытка  $\alpha$  воздуха получены по результатам непосредственных измерений, действительное количество воздуха  $L_1$  определялось по формуле

$$L_1 = \alpha \cdot L_0, \tag{1}$$

а массовый расход продуктов сгорания рассчитывался как

$$m_\tau = m_f \cdot (\alpha \cdot L_0 + 1). \tag{2}$$

Таблица 2

**Расход газа из баллона в опытах**

Номер опыта	Массовый расход газа, $m_f$ , г/с	Коэффициент избытка воздуха, $\alpha$	Действительное количество воздуха, $L_1$ , кг/кг	Массовый расход продуктов сгорания, $m_\tau$ , г/с
1	0.020	2.66	41.73	0.85
2	0.026	2.74	43.08	1.17
3	0.018	2.54	39.93	0.75
4	0.022	2.42	37.95	0.84

Коэффициенты теплоотдачи рассчитывались по рассмотренной выше методике для каждого опыта (Таблица 3). Из данных таблицы следует, что теплообмен от газа к стенкам газохода изменялся от опыта к опыту, а условия теплообмена между поверхностью газохода и окружающей средой оставались неизменными в течение всего эксперимента.

Таблица 3

**Определение коэффициентов теплоотдачи**

Номер пп.	Способ определения	Значение	Способ определения	Значение
1	$t_f = \frac{t_{T02} + t_{T06}}{2}$	316	$t_f = \frac{t_w + t_{окр}}{2}$	84
		401		84
		323		81
		407		84
2	По таблицам или аппроксимационным формулам [8] определяются кинематическая вязкость $\nu$ , теплопроводность $\lambda$ , число Прандтля $Pr$ и другие теплофизические параметры газообразных продуктов сгорания и воздуха			
3	$Re = \frac{m_\tau \cdot d_{вн}}{\rho_f \cdot \nu_f \cdot S}$	703	$Gr = \frac{1}{t_m} \cdot \frac{g \cdot d_n^3}{\nu_{air}^2} \cdot (t_w - t_{окр})$	$1.143 \cdot 10^6$
		884		$1.222 \cdot 10^6$
		611		$1.096 \cdot 10^6$
		632		$1.141 \cdot 10^6$
4	По уравнению подобия [7] $Nu_1 = 1.64 \cdot \left( Re \cdot \frac{d_{вн}}{L} \right)^{0.33} \cdot C_1 \cdot Ra^n$	16.3	По уравнению подобия [9] $Nu_2 = 0.46 \cdot Gr^{0.25}$	15.0
		17.5		16.6
		14.7		14.9
		12.5		11.8
5	$\varepsilon_L = 1 + 2 \cdot \frac{d_{вн}}{L}$	1.059	-	-
6	$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_f}{d_{вн}}$	16.2	$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_{air}}{d_n}$	8.5
		19.9		9.4
		14.8		8.3
		14.4		6.75

По полученным значениям коэффициентов теплоотдачи рассчитывался коэффициент теплопередачи. При рассмотрении тонкостенной трубы расчет допустимо вести по формуле для плоской стенки [10]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3)$$

Так как  $\frac{\lambda_w}{\delta} = 25714 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}} \gg \alpha_1$  и  $\alpha_2$ , то формулу (3) можно записать в виде

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ или } k = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \quad (4)$$

В результате получаем 4 значения коэффициента теплопередачи  $k$ :

Опыт.	Значение $k$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)
1.....	5.6
2.....	6.4
3.....	5.3
4.....	4.6

Запишем уравнения теплопередачи и теплового баланса – основные уравнения, описывающие теплопередачу в теплообменных аппаратах,

$$\begin{cases} \delta\Phi = k \cdot dA \cdot \Delta t_{\perp} \\ \delta\Phi = m_{\tau} \cdot c_p \cdot (t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}})' \end{cases} \quad (5)$$

где  $\delta\Phi$  - элементарный передаваемый тепловой поток, Вт;  $k$  – коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $dA$  – площадь элемента теплообменной поверхности, м<sup>2</sup>;  $\Delta t_{\perp}$  - разность температуры (температурный напор) в радиальном направлении,  $c_p$  – удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);  $(t_{\text{вх}} - t_{\text{вых}})$  – изменение температуры в направлении оси  $x$ , совпадающей с осью трубы, К.

Учитывая, что теплота от продуктов в газоходе передается в окружающую среду, можно записать  $\Delta t_{\perp} = (t_{T02} - \delta t) - (t_{\text{окр}})$ , а входную и выходную температуру в газоходе можно представить как  $t_{\text{вх}} = t_{T02}$  и  $t_{\text{вых}} = t_{\text{окр}}$ . Тогда

$$\frac{(t_{T02} - \delta t) - (t_{\text{окр}})}{t_{T02} - t_{\text{окр}}} = \frac{k \cdot dA}{m_{\tau} \cdot c_p} \quad (6)$$

Выражение в знаменателе левой части формулы (6)  $t_{T02} - t_{\text{окр}} = \theta$  – избыточная температура, тогда уменьшение этой температуры  $(t_{T02} - \delta t) - (t_{\text{окр}}) = -d\theta$ . Площадь элемента поверхности трубы можно представить как  $dA = \Pi \cdot dx$ , где  $\Pi = \pi \cdot D$  – длина окружности трубы,  $x$  – координата в направлении оси трубы. Тогда, правая часть формулы (6) будет

$$\frac{k \cdot dA}{m_{\tau} \cdot c_p} = \left( \frac{k \cdot \Pi}{m_{\tau} \cdot c_p} \right) \cdot dx, \quad (7)$$

причем выражение в скобках будет иметь размерность м<sup>-1</sup>.

Тогда уравнение (6) можно записать в виде

$$-\frac{d\theta}{\theta} = \left( \frac{k \cdot \Pi}{m_t \cdot c_p} \right) \cdot dx. \quad (8)$$

Интеграл выражения (8) будет

$$\ln(\theta) + C = -\lambda \cdot x, \quad (9)$$

где

$$\lambda = \frac{k \cdot \Pi}{m_t \cdot c_p}. \quad (10)$$

В выражении (9) постоянную интегрирования представим в виде

$$C = -\ln(\theta_0) = -\ln(t_{T02} - t_{окр}).$$

Тогда

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{t - t_{окр}}{t_{T02} - t_{окр}} = \exp(-\lambda \cdot x). \quad (11)$$

В точке  $x=0$  (здесь установлена термопара T02, и, следовательно,  $t = t_{T02}$ ) отношение  $\frac{t - t_{окр}}{t_{T02} - t_{окр}} = 1$ . На выходе из трубы ( $x \rightarrow \infty$ )  $t \rightarrow t_{окр}$  и отношение  $\frac{t - t_{окр}}{t_{T02} - t_{окр}} \rightarrow 0$ .

Полученное уравнение (11) по своей структуре аналогично уравнению температурного поля в тонком стержне с граничными условиями 3-го рода [11].

Поскольку на протяжении этапа прогрева все значения температуры выходят на установившийся режим (см. рис. 1), температура в газоходе будет изменяться в одном направлении – в направлении оси канала (оси  $x$ ) и распределение температуры будет описываться формулой

$$t = t_{окр} + (t_0 - t_{окр}) \cdot \exp(-\lambda \cdot x), \quad (12)$$

где  $t_0$  – температура на входе в канал, применительно к рассматриваемому стенду можно принять, что  $t_0 = t_{T02}$ ;  $x$  – координата, м, откладываемая вдоль оси канала от точки установки термопары T02;  $\lambda$  – параметр,  $m^{-1}$ , характеризующий интенсивность теплопередачи. Чем больше величина  $\lambda$  в формуле (12), тем сильнее снижается температура газа вдоль оси трубы.

С другой стороны, имея экспериментальные данные о распределении температуры, можно попытаться определить значения параметра  $\lambda$ , аппроксимируя с помощью метода наименьших квадратов экспериментальные точки экспоненциальной функцией вида (12).

Метод наименьших квадратов реализуем в физико-математическом пакете Mathcad явным образом, записав соответствующее выражение в расчетном блоке Given – Minerr. В качестве первого приближения используем значение  $\lambda$ , полученное по формуле (10). На рис. 3 показан пример расчета в пакете Mathcad.

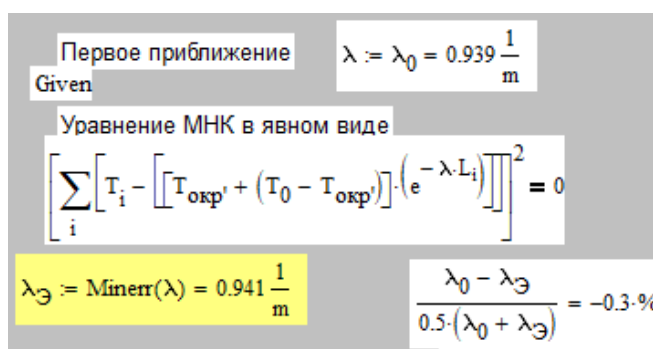


Рис. 3. Расчет параметра теплоотдачи методом наименьших квадратов в Mathcad

Сопоставление (таблица 4) значений параметра  $\lambda$  интенсивности распределения теплопередачи по длине газохода, полученных по формуле (10) и рассчитанных методом наименьших квадратов непосредственно по экспериментальным данным, показывает хорошее совпадение в опытах 1, 2, 4, и удовлетворительное в опыте 3. С практической точки зрения это означает, что параметр  $\lambda$ , определяемый через расчет теплопередачи, может быть с удовлетворительной точностью рассчитан непосредственно по измерениям температуры в ходе эксперимента.

Таблица 4

Значения параметра  $\lambda$ , полученные различными способами

Номер опыта	По формуле (10)	Рассчитанное МНК
1	0.939	0.941
2	0.765	0.797
3	1.020	0.959
4	0.758	0.727

А учитывая, что для всех опытов безразмерная температура в точке установки термопары T02 равна 1 (см. комментарий к формуле 11), можно результаты измерения температуры термопарами T03...T06 в опытах представить в относительных единицах, нормируя их к температуре  $t_{T02}$ . Причем значение  $t_{T02}$  для каждого опыта можно взять из плана эксперимента. Тогда результаты, например отсеивающего эксперимента могут быть представлены в виде таблицы 5.

Таблица 5

Значения безразмерной температуры в опытах на режиме прогрева стенда

Номер опыта	T02	T03	T04	T05	T06
1	0.988	0.695	0.526	0.391	0.317
2	1.007	0.825	0.596	0.427	0.373
3	1.023	0.741	0.529	0.392	0.308
4	0.999	0.827	0.616	0.460	0.399
Среднее значение	1.004	0.772	0.567	0.417	0.349

Выполнив усреднение и построив график распределения температуры газа по длине газохода, получим необходимый набор данных для построения аппроксимирующей функции вида (5), которая будет представлять собой эталон распределения температуры газа в газоходу на режиме прогрева стенда.



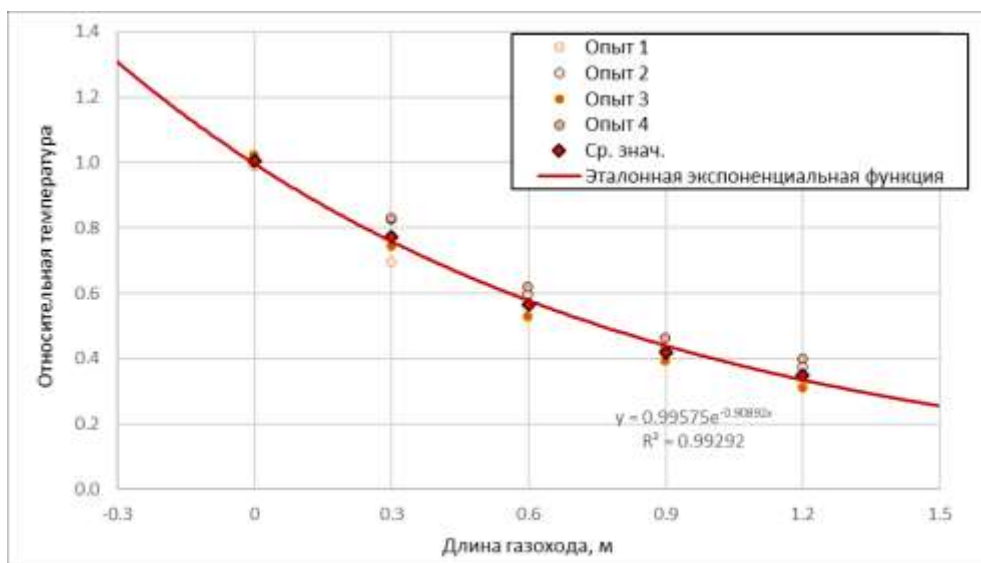


Рис. 4. Построение эталонной кривой распределения температуры газа по длине газохода на режиме прогрева экспериментального стенда

Полученное эталонное распределение температуры газа в газоходe имеет хорошие показатели сходимости с усредненными экспериментальными данными:  $\frac{t_{0Э}-t_{окр}}{t_{0П}-t_{окр}} = 0.996 \rightarrow 1$  (индекс «Э» относится к действительным экспериментальным значениям, а индекс «П» к значениям согласно плану эксперимента), коэффициент детерминации  $R^2 = 0.993$  и, кроме того, значение параметра  $\lambda = 0.909 \cdot \text{м}^{-1}$  находится в пределах, обозначенных в таблице 4.

### Обсуждение

Таким образом, на основе экспериментальных данных и положений теории теплопередачи построена математическая модель, позволяющая рассчитать одномерное температурное поле в газоходe после его прогрева до заданной температуры и до подачи в него нефтесодержащей воды. Практическая ценность такой модели состоит в том, что температурное поле, построенное по уравнениям модели, является отправной точкой для анализа процессов, происходящих в газоходe при подаче в него НСВ. Достоверность модели подтверждается хорошей сходимостью параметров, полученных как на основе расчета теплопередачи, так и определенных при помощи аппроксимации экспериментальных точек экспоненциальным уравнением.

Рассмотренный подход к обработке экспериментальных данных позволил получить график изменения температуры по длине газохода в безразмерных координатах, который может служить эталоном при обработке данных при проведении интерполяционного (экстремального) эксперимента как на режиме прогрева, так и на режиме подачи НСВ.

### Выводы

1. Распределение температуры по длине газохода на этапе прогрева в лабораторном стенде зависит только от входной температуры. Далее снижение температуры может быть описано экспоненциальным законом.

Температура, определяемая термопарой T02 стенда, является нормирующей для экспоненциальной зависимости изменения температуры газа по длине газохода.

2. Параметр  $\lambda$  экспоненциальной зависимости может быть рассчитан через определение коэффициентов теплоотдачи от газа к стенкам трубы и от стенок к окружающей среде. С другой стороны, он может быть определен по экспериментальным значениям температуры путем их аппроксимации экспоненциальной зависимостью.

3. Отнесение температур, измеряемых с помощью термопар T03...T06, к входной температуре T02, позволило получить эталонное безразмерное распределение температуры в газоходе на этапе прогрева.

4. Эталонное распределение температуры является отправной точкой для анализа снижения температуры в процессе подачи в газоход нефтесодержащей воды при ее термическом обезвреживании. Также, рассматриваемое распределение температуры газа вкупе с распределением температуры по поверхности газохода позволит рассчитать тепловые потоки для каждого участка газохода, и в дальнейшем прийти к моделированию температурного поля в газоходе при подаче нефтесодержащей воды.

#### Список литературы

1. ГОСТ 31967-2012. Двигатели внутреннего сгорания поршневые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200104634> (Дата обращения 31.03.2025)
2. Российское классификационное общество. Правила предотвращения загрязнения окружающей среды с судов. М.: 2019 (переизд. 2022). / URL: <https://rfclass.ru/assets/Uploads/PPZS.pdf?t=1718632553> (Дата обращения 31.03.2025)
3. Технический кодекс по контролю за выбросами окислов азота из судовых дизельных двигателей. URL: <https://www.iprosoft.ru/docs/?nd=499050234> (Дата обращения 31.03.2025).
4. Чернов В.А., Шураев О.П., Чичурин А.Г. Стенд для исследования термического обезвреживания нефтесодержащих вод. // Научные проблемы водного транспорта, 2022, №73, с. 79-87. DOI 10.37890/jwt.vi73.314. – EDN SPAOSZ
5. Чернов В.А., Шураев О.П., Чичурин А.Г. Эксперименты по термическому обезвреживанию судовых нефтесодержащих вод // Научные проблемы водного транспорта. 2024. № 79. С. 122-130. DOI 10.37890/jwt.vi79.478. – EDN RDFHNL
6. Чернов В.А., Шураев О.П., Чичурин А.Г., Гуро-Фролова Ю.Р. Доводочные испытания стенда термического обезвреживания судовых нефтесодержащих вод. // Научные проблемы водного транспорта. 2024. № 80. С. 77-88. DOI 10.37890/jwt.vi80.513. – EDN LMDEDR.
7. Бажан П.И., Каневец Г.Е., Селиверстов В.М. Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 367 с.
8. Шураев О.П., Пономарев Н.А. Теплотехника: Задачи по теплопередаче. Н. Новгород: ФГОУ ВПО «ВГАВТ», 2009. 167 с.
9. Селиверстов В.М., Бажан П.И. Термодинамика, теплопередача и теплообменные аппараты. М.: Транспорт, 1988. 287 с
10. Баскаков А.П., Берг Б.В., Витт О.К. Теплотехника. М.: Энергоатомиздат, 1991. 224 с.
11. Теплотехника. / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Г.М. Камфер и др. М.: Высшая школа, 2000. 671 с.

#### References

1. GOST 31967-2012. Dvigateli vnutrennego sgoraniya porshnevyye. Vybrosov vrednykh veshchestv s otrabotavshimi gazami. Normy i metody opredeleniya URL: <https://docs.cntd.ru/document/1200104634> (Data obrashcheniya 31.03.2025)

2. Rossiiskoe klassifikatsionnoe obshchestvo. Pravila predotvrashcheniya zagryazneniya okruzhayushchei sredy s sudov. M.: 2019 (pereizd. 2022). / URL: <https://rfclass.ru/assets/Uploads/PPZS.pdf?t=1718632553> (Data obrashcheniya 31.03.2025)
3. Tekhnicheskii kodeks po kontrolyu za vybrosami okislov azota iz sudovykh dizel'nykh dvigatelei. URL: <https://www.iprosoft.ru/docs/?nd=499050234> (Data obrashcheniya 31.03.2025).
4. Chernov V.A., Shurayev O.P., Chichurin A.G. Stend dlya issledovaniya termicheskogo obezvrezhivaniya neftesoderzhashchikh vod. // Nauchnye problemy vodnogo transporta, 2022, №73, s. 79-87. DOI 10.37890/jwt.vi73.314. – EDN SPAOSZ
5. Chernov V.A., Shurayev O.P., Chichurin A.G. Eksperimenty po termicheskomu obezvrezhivaniyu sudovykh neftesoderzhashchikh vod // Nauchnye problemy vodnogo transporta. 2024. № 79. S. 122-130. DOI 10.37890/jwt.vi79.478. – EDN RDFHNL
6. Chernov V.A., Shurayev O.P., Chichurin A.G., Guro-Frolova Yu.R. Dovodochnye ispytaniya stenda termicheskogo obezvrezhivaniya sudovykh neftesoderzhashchikh vod. // Nauchnye problemy vodnogo transporta. 2024. № 80. S. 77-88. DOI 10.37890/jwt.vi80.513. – EDN LMDEDR.
7. Bazhan P.I., Kanevets G.E., Seliverstov V.M. Spravochnik po teploobmennym apparatam. M.: Mashinostroenie, 1989. 367 s.
8. Shurayev O.P., Ponomarev N.A. Teplotekhnika: Zadachi po teploperedache. N. Novgorod: FGOU VPO «VGAVT», 2009. 167 s.
9. Seliverstov V.M., Bazhan P.I. Termodinamika, teploperedacha i teploobmennye apparaty. M.: Transport, 1988. 287 s
10. Baskakov A.P., Berg B.V., Vitt O.K. Teplotekhnika. M.: Energoatomizdat, 1991. 224 s.
11. Teplotekhnika. / V.N. Lukanin, M.G. Shatrov, G.M. Kamfer i dr. M.: Vysshaya shkola, 2000. 671 s.

#### **ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ / INFORMATION ABOUT THE AUTHORS**

**Шураев Олег Петрович**, к.т.н., доцент, доцент кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Волжский государственный университет водного транспорта, 603950, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, ауд. 667, e-mail: solwrk@inbox.ru

**Oleg P. Shurayev**, Candidate of Technical Science, Associate Professor, The Department «Operation of Ship Power Plants», Volga state university of water transport, 5, Nesterova str., Nizhny Novgorod, Russia

**Чернов Владимир Александрович**, аспирант, Волжский государственный университет водного транспорта, 603950, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, ауд. 667, e-mail: vov7777@bk.ru

**Vladimir A. Chernov**, postgraduate, Volga state university of water transport, 5, Nesterova str., Nizhny Novgorod, Russia

**Чичурин Александр Геннадьевич**, к.т.н., доцент, доцент кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Волжский государственный университет водного транспорта, 603950, г. Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5, ауд. 667, e-mail: alex1.chich@yandex.ru

**Alexander G. Chichurin**, Candidate of Technical Science, Associate Professor, The Department «Operation of Ship Power Plants», Volga state university of water transport, 5, Nesterova str., Nizhny Novgorod, Russia

Статья поступила в редакцию 07.04.2025; опубликована онлайн 20.06.2025.  
Received 07.04.2025; published online 20.06.2025.