

но та експериментально досліджено процес тепловіддачі на межі потік-стінка тунелю в різних системах екологічного діагностування тепловозів. Отримано критеріальне рівняння тепловіддачі в тунелі, використання якого дозволяє підвищити точність перспективних систем екологічного діагностування тепловозів - мікротунелів

Ключові слова: екологічне діагностування, тепловозний дизель, відпрацьовані гази, тверді частинки, тунель, коефіцієнт тепловіддачі

Введение

Сегодня одним из наиболее опасных токсичных компонентов отработавших газов (ОГ) тепловозов являются твердые частицы (ТЧ). Данное вещество оказывает канцерогенное, мутагенное и отравляющее действие на организм человека и характеризуется наибольшим показателем относительной агрессивности – 200 (по сравнению с монооксидом углерода) среди других загрязняющих веществ, входящих в состав ОГ тепловозного дизеля (ТД). Перспективными системами диагностирования тепловозов по показателю массовых выбросов ТЧ являются экономичные, удобные в эксплуатации микротуннели (МКТ) ([1]). МКТ – измерительная система, в которой осуществляется разбавление малой части потока ОГ (0,01...0,05% от полного их количества) воздухом в специальном трубопроводе (туннеле) с последующим измерением (гравиметрическим методом) концентрации ТЧ в разбавленных ОГ ([2]). Процедура разбавления ОГ воздухом в системах диагностики выбросов ТЧ применяется с целью имитации естественного процесса формирования структуры дизельных ТЧ, протекающего при рассеивании ОГ ТД в атмосфере. Существенным преимуществом МКТ перед другими системами контроля выбросов дизельных ТЧ (минитуннелями (МТ) и системами разбавления полного потока ОГ - полнопоточными туннелями (ПТ)) является компактность (трубопроводы разбавления ОГ различных туннелей имеют следующие геометрические размеры (диаметр × длина, см): МКТ – 3,5...5 × 40...60; МТ – 7,5...10 × 75...100; ПТ –

46...60 × 460...600). Принцип действия МКТ и методика проведения экологического контроля выбросов ТЧ с ОГ тепловозов описаны в работах [3, 4].

Одним из основных требований к МКТ, обеспечивающим его точность, является создание полнопоточных условий разбавления ОГ в туннеле: температура и степень разбавления ОГ воздухом в МКТ должны быть такими же как в эталонной (полнопоточной) системе ([1, 5]). Для выполнения указанного требования необходимо уметь рассчитывать параметры процесса разбавления ОГ в ПТ на различных режимах работы ТД. При решении данной задачи возникают затруднения, связанные с определением среднего коэффициента теплоотдачи на границе поток разбавленных ОГ – стенка туннеля $\alpha_{п-с}$ в эталонной системе, так как процесс теплоотдачи в туннеле не исследован.

Специалистами Харьковского национального университета городского хозяйства им. А.Н. Бекетова проведены комплексные исследования процесса теплоотдачи, протекающего в туннеле, в ходе которых: разработано математическое описание процесса теплоотдачи, протекающего в туннеле, создана экспериментальная установка для определения коэффициента $\alpha_{п-с}$ и методика экспериментальных исследований, опытным путем получено критеріальное уравнение, описывающее теплоотдачу в любом туннеле – МКТ, МТ и ПТ. Ниже представлены результаты проведенных исследований.

Объект и методы исследований

Математическое описание процесса теплоотдачи в туннеле разработано в виде системы дифференциальных уравнений теплообмена, состоящей из уравнений энергии, движения, сплошности и теплоотдачи, а также условий однозначности, описывающих конкретный туннель. При разработке математического описания были приняты следующие допущения:

1. Рассматриваемые процессы теплообмена являются стационарными.
2. Рабочим телом является нагретый воздух.
3. Все туннели геометрически подобны.
4. Влияние гравитационных сил и вихревых потоков на теплоотдачу незначительно.
5. Изобарная теплоемкость рабочего тела c_p постоянна.

6. Скорости и температуры потоков, поступающих в туннель, распределены равномерно по сечению трубопровода подвода рабочего тела (ТП) и отверстием диафрагмы.

7. Температура стенки трубопровода разбавления постоянна.

Рассмотрим туннель в декартовой системе координат, начало которой расположено в центре входного сечения трубопровода разбавления, а ось x совпадает с осью туннеля (рис.1).

Введем следующие обозначения:

- площади поперечных сечений: ТП – $F_{\text{ТП}}$, отверстия диафрагмы – $F_{\text{Д}}$, туннеля – $F_{\text{Т}}$;

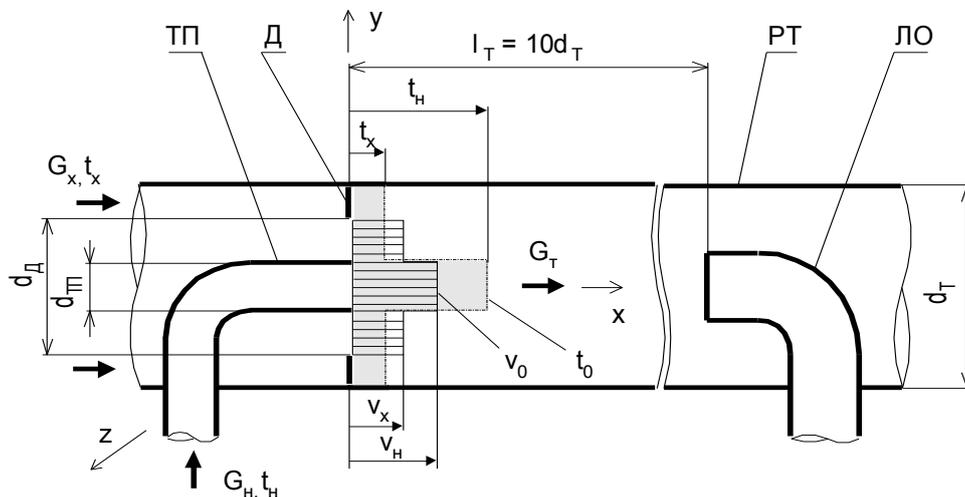
- массовые расходы потоков: нагретого воздуха – $G_{\text{н}}$, холодного воздуха – $G_{\text{х}}$, разбавленного рабочего тела в туннеле – $G_{\text{Т}}$;

- плотности потоков: нагретого воздуха – $\rho_{\text{н}}$, холодного воздуха – $\rho_{\text{х}}$, текущее значение – ρ ;

- температуры: стенки туннеля – $t_{\text{с}}$, потоков: нагретого воздуха – $t_{\text{н}}$, холодного воздуха – $t_{\text{х}}$; текущее значение – t ;

- температурные напоры потоков: нагретого воздуха – $\vartheta_{\text{н}} = t_{\text{н}} - t_{\text{с}}$, холодного воздуха – $\vartheta_{\text{х}} = t_{\text{х}} - t_{\text{с}}$, текущее значение – $\vartheta = t - t_{\text{с}}$;

- скорости потоков: нагретого воздуха – $v_{\text{н}}$, холодного воздуха – $v_{\text{х}}$, текущее значение – v ;



ТП – трубопровод подвода рабочего тела (нагретого воздуха); Д – диафрагма; РТ – разбавляющий туннель; ЛО – линия отбора проб ТЧ; v_0, t_0 – профили скоростей и температур потока разбавленного рабочего тела в начальном сечении туннеля; $G_{\text{х}}, G_{\text{н}}, t_{\text{х}}, t_{\text{н}}$ – массовые расходы и температуры потоков холодного и нагретого воздуха соответственно; $G_{\text{Т}}$ – массовый расход в туннеле

Рис. 1 – Схема процесса разбавления рабочего тела воздухом в туннеле

- коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения скоростей и температур потоков, поступающих в туннель – $k_v = v_{\text{н}} / v_{\text{х}}$, $k_T = T_{\text{н}} / T_{\text{х}}$ ($T_{\text{н}}, T_{\text{х}}$ – абсолютные температуры потоков нагретого и холодного воздуха);

- степени «затенения» поперечного сечения туннеля и отверстия диафрагмы трубопроводом ТП – $\varepsilon_1 = F_{\text{мн}} / F_{\text{м}}$ и $\varepsilon_2 = F_{\text{мн}} / F_{\text{Д}}$;

- начальная среднемассовая температура суммарного потока:

$$\bar{t}_0 = \frac{\int_0^{F_{\text{Т}}} \rho v t df}{\int_0^{F_{\text{Т}}} \rho v df} = \frac{G_{\text{х}} t_{\text{х}} - (G_{\text{м}} - G_{\text{х}}) t_{\text{н}}}{G_{\text{м}}} = \frac{k_v \varepsilon_2}{k_v \varepsilon_2 + k_T (1 - \varepsilon_2)} (t_{\text{х}} - t_{\text{н}}) + t_{\text{н}} \quad (1)$$

(здесь принято: $\frac{G_x}{G_m} = \frac{\rho_x v_x F_{mx}}{\rho_x v_x F_{mx} + \rho_x v_x F_\partial} = \frac{k_v \varepsilon_2}{k_v \varepsilon_2 + k_T (1 - \varepsilon_2)} ; \rho_x / \rho_x = k_T$);

- конечная среднемассовая температура суммарного потока – \bar{t}_x ;
- начальный и конечный среднемассовые температурные напоры суммарного потока – $\bar{\Theta}_0 = \bar{t}_0 - t_c$ и $\bar{\Theta}_x = \bar{t}_x - t_c$;

- приведенная к температуре t_x скорость суммарного потока $v_{np} = G_m / \rho_x F_m$;
- начальная среднемассовая скорость суммарного потока:

$$\bar{v}_0 = \frac{\int_0^{F_m} \rho v df}{\int_0^{F_m} \rho df} = \frac{G_m}{\rho_x F_{mx} + \rho_x (F_m - F_{mx})} = v_{np} \frac{k_T}{\varepsilon_1 + k_T (1 - \varepsilon_1)} \quad (2)$$

Используя введенные обозначения, получим выражения для определения скоростей потоков v_n и v_x :

$$v_n = \frac{G_n}{\rho_n F_{nx}} = v_{np} \frac{k_v k_T \varepsilon_2}{(k_v \varepsilon_2 + k_T (1 - \varepsilon_1)) \varepsilon_1}; \quad (3)$$

$$v_x = \frac{G_x}{\rho_x (F_\partial - F_{mx})} = v_{np} \frac{k_T \varepsilon_2}{(k_v \varepsilon_2 + k_T (1 - \varepsilon_1)) \varepsilon_1} \quad (4)$$

Запишем систему дифференциальных уравнений процесса теплообмена в туннеле, с учетом принятых допущений и введенных обозначений.

Уравнение энергии:

$$c_p (\rho \vec{v}, \text{grad} \bar{\Theta}) = -\text{div} \vec{q}, \quad (5)$$

где \vec{v} – вектор скорости потока, \vec{q} – вектор плотности теплового потока.

Полагая, что перенос тепла теплопроводностью в радиальном направлении намного больше, чем в осевом а радиальные составляющие вектора скорости потока

$$v_x \frac{\partial \bar{\Theta}}{\partial x} = a \left(\frac{\partial}{\partial y} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_q}{a} \right) \frac{\partial \bar{\Theta}}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_q}{a} \right) \frac{\partial \bar{\Theta}}{\partial z} \right) \right), \quad (7)$$

где $a = \lambda / c_p \rho$ – коэффициент температуропроводности потока.

Уравнение движения:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\text{div} \left(\overset{\rightrightarrows}{p} \right), \quad (8)$$

где v_x, v_y, v_z – проекции вектора \vec{v} на соответствующие оси координат; v – кинематическая вязкость потока; ε_s – кинематический коэффициент переноса количества движения.

намного меньше осевых, преобразуем выражение (3) к следующему виду:

$$c_p \rho v_x \frac{\partial \bar{\Theta}}{\partial x} = \frac{\partial q_y}{\partial y} + \frac{\partial q_z}{\partial z}, \quad (6)$$

где v_x – проекция вектора \vec{v} на ось x ; q_y, q_z – проекции вектора \vec{q} на оси y и z .

Так как режим течения суммарного потока в туннеле турбулентный, то для нахождения проекций q_y и q_z следует использовать выражения:

$$q_y = -(\lambda + \varepsilon_q c_p \rho) \frac{\partial \bar{\Theta}}{\partial y};$$

$$q_z = -(\lambda + \varepsilon_q c_p \rho) \frac{\partial \bar{\Theta}}{\partial z};$$

где λ – коэффициент теплопроводности потока, ε_q – кинематический коэффициент турбулентного переноса тепла.

Подставив данные выражения в формулу (6), получим:

где Dv/Dt – субстанциальная производная скорости потока по времени; $\overset{\rightrightarrows}{p}$ – тензор напряжения.

Для рассматриваемого случая теплообмена уравнение (8) может быть приведено к следующему виду:

$$v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} = v \left(\frac{\partial}{\partial y} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_s}{v} \right) \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} + \frac{\partial v_y}{\partial x} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_s}{v} \right) \left(\frac{\partial v_z}{\partial x} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \right) \right) \right), \quad (9)$$

где v_x, v_y, v_z – проекции вектора \vec{v} на соответствующие оси координат; v – кинематическая вязкость потока; ε_s – кинематический коэффициент переноса количества движения.

При выводе выражения (9) учитывалось, что радиальные составляющие вектора скорости потока (v_y, v_z) намного меньше осевой (v_x), а перенос количества движения, обусловленный вязкостью потока, в радиальном направлении во много раз больше, чем в осевом.

Кинематические коэффициенты, входящие в выражения (7) и (9), определяются следующим образом:

$$\varepsilon_q = \varepsilon_s = (\chi(r_m - r))^2 \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} \frac{y}{r} + \frac{\partial v_x}{\partial z} \frac{z}{r} \right) = \frac{(\chi(r_m - r))^2}{\sqrt{y^2 + z^2}} \left(\frac{\partial v_x}{\partial y} y + \frac{\partial v_x}{\partial z} z \right). \quad (11)$$

Уравнение сплошности:

$$\operatorname{div}(\rho \vec{v}) = 0. \quad (12)$$

Уравнение теплоотдачи:

$$\alpha_{n-c} = -\frac{\lambda}{\vartheta} \left(\frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right)_{r=r_T}, \quad (13)$$

где α_{n-c} - коэффициент теплоотдачи на границе поток-стенка туннеля.

Выражения (7), (9), (11) – (13) образуют систему дифференциальных уравнений, описывающих процесс теплообмена, протекающий в туннеле. Для того, чтобы замкнуть данную систему и описать конкретный туннель, к данным уравнениям добавим следующие условия однозначности.

Геометрические условия. Туннель – гладкая круглая труба с внутренним диаметром d_T и длиной $l_T = 10d_T$, в начальном участке которой концентрично расположены: выходной патрубок ТП с внутренним диаметром d_{TP} и диафрагма с диаметром отверстия d_d .

Физические условия. Рабочим телом является воздух, физические свойства которого определяются с помощью следующих выражений ([7]):

$\rho = \rho_0 T_0 / T$, кг/м³, ($\rho_0 = 1,2096$ кг/м³, $T_0 = 293$ °К - плотность и абсолютная температура воздуха при нормальных условиях, T – абсолютная температура воздуха, °К), $\lambda = 24 \cdot 10^{-3} (T/T_0)^{0,82}$, Вт/м °С,

$$\varepsilon_q = \varepsilon_s = (\chi(r_m - r))^2 \frac{\partial v_x}{\partial r}, \quad (10)$$

где χ - безразмерная величина, которую в первом приближении принимаем равной 0,4 ([6]), r – текущий радиус, r_T – радиус туннеля.

Преобразуем выражение (10), используя формулу для определения производной по заданному направлению:

$v = 13,2 \cdot 10^{-6} (T/T_0)^{1,683}$, м²/с, $c_p = 1,005$ кДж/кг,

Граничные условия.

А) при $x = 0$ (начальное сечение туннеля):

если $r \leq d_{TP}/2$: $v_x = v_n, v_y = v_z = 0$; $\vartheta = \vartheta_n$;

если $d_{TP}/2 \leq r \leq d_d/2$: $v_x = v_x, v_y = v_z = 0$; $\vartheta = \vartheta_x$;

если $d_d/2 \leq r \leq d_T/2$: $v_x = v_y = v_z = 0$; $\vartheta = \vartheta_x$;

Б) при $0 \leq x \leq l_T$ и $r = d_T/2$ (поверхность стенки туннеля): $v_x = v_y = v_z = 0$; $\vartheta = 0$.

Приведем уравнения (7), (9), (11) – (13) и условия однозначности к безразмерному виду. Для этого выберем в качестве масштабов приведения для линейных размеров и координат – диаметр туннеля d_T , для температурных напоров – начальный среднемассовый температурный напор $\bar{\vartheta}_0$, для скоростей – начальную среднемассовую скорость \bar{v}_0 . Обозначим: $X = x/d_T$, $Y = y/d_T$, $Z = z/d_T$, $R = r/d_T = (X^2 + Y^2)^{1/2}$; $V_X = v_x/\bar{v}_0$, $V_Y = v_y/\bar{v}_0$, $V_Z = v_z/\bar{v}_0$, $\Theta = \vartheta/\bar{\vartheta}_0$.

Подставим в уравнения (7), (9), (11) – (13) вместо величин x, y, z, v_x, v_y, v_z и ϑ соответствующие им произведения $X d_T, Y d_T, Z d_T, V_X \bar{v}_0, V_Y \bar{v}_0, V_Z \bar{v}_0, \Theta \bar{\vartheta}_0$. После проведения необходимых преобразований получим:

уравнение энергии (с безразмерными переменными):

$$\operatorname{Re} \operatorname{Pr} V_X \frac{\partial(\Theta)}{\partial X} = \frac{\partial}{\partial Y} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_q}{a} \right) \frac{\partial(\Theta)}{\partial Y} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_q}{a} \right) \frac{\partial(\Theta)}{\partial Z} \right); \quad (14)$$

уравнение движения (с безразмерными переменными):

$$\operatorname{Re} V_X \frac{\partial V_X}{\partial X} = \frac{\partial}{\partial Y} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_s}{v} \right) \left(\frac{\partial V_X}{\partial Y} + \frac{\partial V_Y}{\partial X} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(\left(1 + \frac{\varepsilon_s}{v} \right) \left(\frac{\partial V_Z}{\partial X} + \frac{\partial V_X}{\partial Z} \right) \right); \quad (15)$$

уравнение сплошности (с безразмерными переменными):

$$\operatorname{div}(\rho \vec{V}) = 0; \quad (16)$$

уравнение теплоотдачи (с безразмерными переменными):

$$Nu = -\frac{1}{\Theta} \left(\frac{\partial \Theta}{\partial R} \right)_{R=1/2}; \quad (17)$$

выражение для определения кинематических коэффициентов:

$$\varepsilon_q = \varepsilon_s = \frac{Re}{\nu} \frac{(\chi(0,5 - R))^2}{\sqrt{Y^2 + Z^2}} \left(\frac{\partial V_x}{\partial Y} Y + \frac{\partial V_x}{\partial Z} Z \right). \quad (18)$$

В уравнениях (14) – (18) обозначены:

$Re = \bar{v}_0 d_m / \nu$ – число Рейнольдса;

$Pr = \nu / a$ – число Прандтля;

$Nu = \alpha_{n-c} d_m / \lambda$ – число Нуссельта. В качестве определяющей температуры для вычисления ρ , λ и ν выбрана начальная среднесекционная температура суммарного потока – t_0 .

Приведа к безразмерному виду условия однозначности, получим.

Геометрические условия. Туннель – гладкая круглая труба с безразмерными диаметром $D_T = 1$ и длиной $L_T = 10$, внутри которой концентрично расположены: патрубок ТП (внутренний диаметр $D_{TP} = (\varepsilon_1)^{1/2}$) и диафрагма (диаметр отверстия $D_d = (\varepsilon_1/\varepsilon_2)^{1/2}$).

Граничные условия.

А) при $X = 0$ (начальное сечение туннеля):

если $R \leq (\varepsilon_1)^{1/2}/2$: $V_X = (k_v k_T f(\varepsilon_1) + k_v) / (k_T f(\varepsilon_2) + 1)$, $V_Y = V_Z = 0$;
 $\Theta = \vartheta_n / \bar{\vartheta}_0$; (где $f(\varepsilon_1) = (1/\varepsilon_1) - 1$; $f(\varepsilon_2) = (1/\varepsilon_2) - 1$);

если $(\varepsilon_1)^{1/2}/2 \leq R \leq (\varepsilon_1/\varepsilon_2)^{1/2}/2$: $V_X = (k_T f(\varepsilon_1) + 1) / (k_T f(\varepsilon_2) + 1)$, $V_Y = V_Z = 0$;
 $\Theta = \vartheta_x / \bar{\vartheta}_0$;

Методика проведения эксперимента

Реальные режимы разбавления рабочего тела в различных системах диагностики выбросов ТЧ от ТД моделировались с помощью специальной экспериментальной установки (рис.2, 3). Установка позволяет измерять коэффициент α_{n-c} и определять число Nu при различных значениях параметров, влияющих на теплоотдачу в туннеле, изменяющихся в диапазонах: $Re - 4\ 000 \dots 500\ 000$; $k_T - 1,28 \dots 1,97$; $k_v - 0,6 \dots 3,0$.

Основным элементом установки является разбавляющий туннель РТ, имеющий внутренний диаметр 51 мм и длину участка разбавления 510 мм. В начальном сечении РТ концентрично установлены: трубопровод подвода рабочего тела с внутренним диаметром 10,2 мм ($\varepsilon_1 = 0,04$) и

если $(\varepsilon_1/\varepsilon_2)^{1/2}/2 \leq R \leq 1/2$: $V_X = V_Y = V_Z = 0$; $\Theta = \vartheta_x / \bar{\vartheta}_0$.

Б) при $0 \leq X \leq 10$ и $R = 1/2$ (поверхность стенки туннеля):

$V_X = V_Y = V_Z = 0$; $\Theta = 0$.

Система дифференциальных уравнений (14) – (18) и условия однозначности в безразмерном виде являются общими для всех туннелей. Они описывают процесс теплоотдачи в туннеле, условия разбавления рабочего тела в котором характеризуются безразмерными комплексами Re , k_T и k_v (число Прандтля для воздуха – постоянная величина). Таким образом, теплоотдача в туннеле (число Nu) является функцией 3-х переменных:

$$Nu = f(Re, k_T, k_v) \quad (19)$$

Установление зависимости (19) в диапазоне значений параметров Re , k_T и k_v , соответствующих реальным условиям испытаний тепловозов, осуществлялось экспериментальным путем.

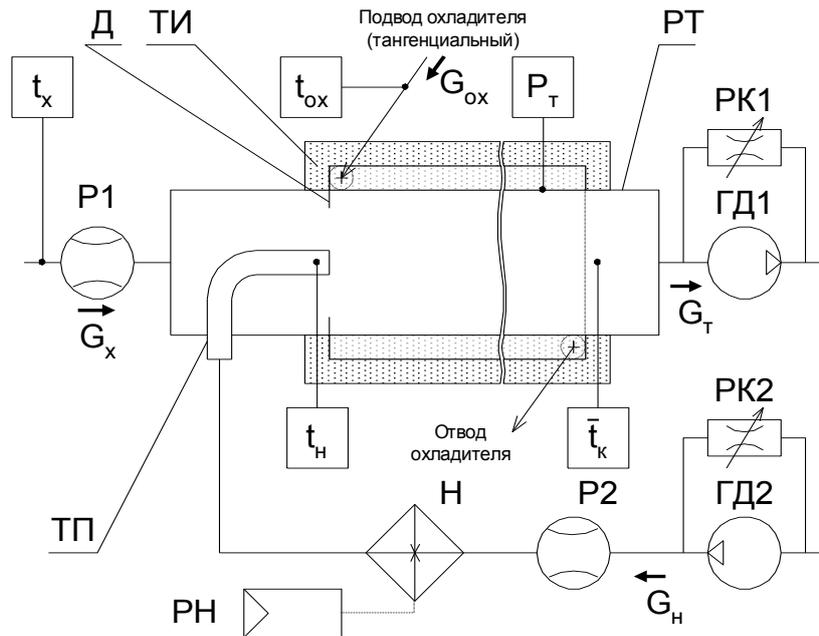
диафрагма с диаметром отверстия 43,5 мм ($\varepsilon_2 = 0,055$). В туннеле осуществляется смешивание двух потоков – нагретого и холодного воздуха при заданных значениях параметров, влияющих на теплоотдачу. Требуемые для каждого опыта значения величин t_n , G_n и G_x определялись с помощью выражений:

$$t_n = t_x k_T - 273;$$

$$G_n = G_m \frac{k_v \varepsilon_2}{k_v \varepsilon_2 + k_T (1 - \varepsilon_1)}$$

(см. выражение (1)); $G_x = G_m - G_n$;

$$G_m = \bar{v}_0 F_m \rho_m = \frac{Re \nu_m}{d_m} F_m \rho_m,$$



ТП – трубопровод подвода рабочего тела; P1, P2 - расходомеры; Д – диафрагма; ТИ – теплоизоляция; РТ – разбавляющий туннель; РК1, РК2 – регулирующие клапаны; ГД1, ГД2 – газодувки; Н – нагреватель; РН – регулятор напряжения.

Рис. 2 – Схема установки для исследования процесса теплоотдачи в туннеле

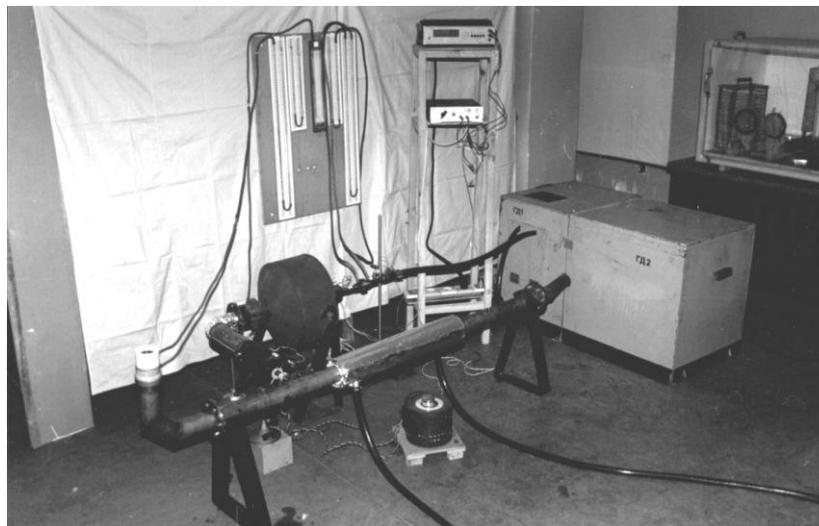


Рис. 3 – Экспериментальная установка для исследования теплоотдачи в туннеле

где ρ_m и ν_m – плотность и кинематическая вязкость потока пробы при температуре \bar{t}_0 .

В каждом опыте определялась температура суммарного потока в конце участка смешивания – \bar{t}_k (с использованием зонда

полного торможения), с помощью которой рассчитывались коэффициент теплоотдачи α_{n-c} и критерий Nu:

$$\alpha_{n-c} = \frac{q_{n-c}}{\vartheta_{cp}}, \quad Nu = \frac{\alpha_{n-c} d_m}{\lambda_m},$$

где $q_{n-c} = c_p G_m (\bar{t}_\kappa - \bar{t}_0) / F_m$ – средний тепловой поток через стенку туннеля; $\bar{\vartheta}_{cp} = (\bar{\vartheta}_0 + \bar{\vartheta}_\kappa) / 2$ – средний средне-массовый температурный напор; λ_m – коэффициент теплопроводности потока пробы при температуре \bar{t}_0 .

Постоянство температуры стенки туннеля в ходе испытаний обеспечивалось путем охлаждения наружной поверхности РТ водой, массовый расход которой G_{ox} устанавливался таким, чтобы одновременно выполнялись два условия:

а) максимальный нагрев охладителя вследствие теплопередачи через стенку туннеля Δt_{ox}^{max} не должен превышать $\pm 0,1^\circ\text{C}$:

$$G_{ox} \geq q_{n-c}^{max} / (c_p^{ox} \Delta t_{ox}^{max}),$$

где q_{n-c}^{max} – максимальный тепловой поток через стенку туннеля в ходе испытаний ($1,4 \text{ кВт/м}^2$), c_p^{ox} – удельная теплоемкость охладителя;

б) максимальная разность между температурой охладителя и температурой стенки Δt_{ox-c}^{max} не должна превышать $\pm 0,01^\circ\text{C}$:

$$\Delta t_{ox-c}^{max} \leq q_{n-c}^{max} / \alpha_{ox-c},$$

где α_{ox-c} – коэффициент теплоотдачи на границе охладитель-стенка, определяемый с помощью соотношения, описывающего теплоотдачу в кольцевых зазорах ([8]), и зависящий от G_{ox} (кольцевой зазор канала охладителя установки - 13мм).

Массовый расход охладителя в ходе испытаний – $G_{ox} = 0,2 \text{ кг/с}$ удовлетворял данным условиям и обеспечивал равенство температур охладителя и стенки с точностью $\pm 0,05^\circ\text{C}$.

Зависимость теплоотдачи в туннеле от параметров Re , k_T и k_v определялась в ходе эксперимента, проведенного по сбалансированному плану типа Латинский квадрат 4×4 . При этом предполагалось, что выражение (19) имеет вид:

$$Nu = K \times f(Re) \times f(k_T) \times f(k_v), \quad (20)$$

где K – коэффициент пропорциональности, $f(Re)$, $f(k_T)$, $f(k_v)$ – функции, зависящие только от одного параметра, соответственно - Re , k_T , и k_v .

Каждый параметр варьировался на 4-х уровнях: Re : 4000; 10000; 30000 и 100000; k_T : 1,28; 1,52; 1,76 и 1,97; (t_n : 100°C ; 170°C ; 240°C и 300°C); k_v : 0,6; 1,4; 2,2 и 3,0.

Результаты исследований и их обсуждение

В соответствии с изложенной методикой эксперимента были проведены 16 опытов (в 8-ми из них производились повторные замеры), в каждом из которых определялись коэффициент α_{n-c} и критерий Nu при заданных сочетаниях параметров Re , k_T , и k_v (табл.1, 2). По результатам проведенных исследований определены: значение коэффициента пропорциональности K и функций $f(Re)$, $f(k_T)$, $f(k_v)$ по методике, изложенной в работе [9]: $K = 3,83 \times 10^{-3}$ (среднее значение в ходе эксперимента); $f(Re) = Re^{0,670}$; $f(k_T) = k_T^{0,114}$; $f(k_v) = k_v^{0,012}$ (рис. 4).

Подставив K и полученные функции в выражение (20), получим:

$$Nu = 0,021 Re^{0,67} k_T^{0,114} k_v^{0,012} \quad (21)$$

Адекватность критериального уравнения (21) экспериментальным данным проверялась по критерию Фишера [9]:

$$F = S_{ad}^2 / S_e^2,$$

$$\text{где } S_{ad}^2 = (1 / f_1) \sum_{i=1}^n (Nu_{p_i} - Nu_{on_i})^2 -$$

Таблица 1

План эксперимента по исследованию теплоотдачи в туннеле

$k_T \rightarrow$	1,28	1,52	1,76	1,97
$Re \times 10^{-3} \downarrow$	k_v			
4	1,4*	2,2	3,0*	0,6
10	0,6	1,4*	2,2*	3,0
30	3,0	0,6*	1,4	2,2*
100	2,2*	3,0	0,6	1,4*

Примечание. Знаком * отмечены опыты, в которых производились повторные замеры

Результаты опытного исследования теплоотдачи в туннеле

Параметры, влияющие на теплоотдачу			Измеренные значения критерия Nu		
Re×10 ⁻³	k _T	k _v	опыт 1	опыт 2	ср. зн-е
4	1,28	1,4	5,17	6,05	5,61
	1,52	2,2	6,37	---	6,37
	1,76	3,0	6,55	6,09	6,32
	1,97	0,6	5,87	---	5,87
10	1,28	0,6	10,91	---	10,91
	1,52	1,4	10,74	8,85	9,80
	1,76	2,2	9,45	10,53	9,99
	1,97	3,0	10,15	---	10,15
30	1,28	3,0	19,56	---	19,56
	1,52	0,6	20,08	25,87	22,97
	1,76	1,4	21,67	---	21,67
	1,97	2,2	23,22	20,59	21,91
100	1,28	2,2	49,64	40,45	45,05
	1,52	3,0	61,32	---	61,32
	1,76	0,6	45,59	---	45,59
	1,97	1,4	51,90	61,42	56,66

дисперсия адекватности ($f_1 = n - k = 9$ – число степеней свободы при вычислении $S_{ад}^2$, $n = 16$ – число проведенных опытов, $k = 7$ – число коэффициентов, вычисленных при выводе формулы (21), $Nu_{рi}$, $Nu_{опi}$ – расчетное и опытное значения критерия Nu в i -м опыте);

$$S_6^2 = (2/f_2) \sum_{i=1}^N \Delta Nu_{поф}^2 \quad \text{– дисперсия}$$

воспроизводимости ($f_2 = N = 8$ – число степеней свободы при вычислении $S_в^2$, $N = 8$ – число опытов, в которых проводились повторные замеры, $\Delta Nu_{повi}$ – отклонения результатов повторных замеров от среднего значения числа Nu i -м опыте).

Критерий F, вычисленный по результатам эксперимента, равен 1,64 ($S_{ад}^2 = 22,7$, $S_в^2 = 13,8$), что меньше табличного значения $F_T = 3,45$ при 5%-м уровне значимости и степенях свободы f_1 и f_2 . Следовательно, зависимость (21) адекватна экспериментальным данным.

Критериальное уравнение (21) получено при значениях параметра Re, не превышающих 10^5 . При испытаниях ТД с использованием эталонных систем данный

параметр может достигать значений $5 \cdot 10^5$ и более. С целью оценки применимости формулы (21) для расчета теплоотдачи в системах, параметр Re в которых имеет значения, выходящие за область исследуемых значений, проведен дополнительный опыт с двумя замерами при $Re = 5 \cdot 10^5$, $k_T = 1,5$ ($t_n = 165$ °C), $k_v = 1,0$. Полученные в каждом замере значения числа Nu – 185,2 и 136,9 (среднее значение – 161,1) отличаются от экстраполированного по формуле (21) значения (144,7) соответственно на 16,7% и – 5,4% (отклонение среднего значения 11,3%), что сопоставимо с точностью экспериментальной установки (8 – 12%). Таким образом, выражение (21) может использоваться для расчета теплоотдачи в любом туннеле: МКТ ($Re \approx 4 \cdot 10^3$), МТ ($Re \approx 10^4$), ПТ ($Re \approx 1 \dots 5 \cdot 10^5$).

Анализ зависимости (21) показывает, что при изменении параметров Re, k_v и k_T от минимальных до максимальных исследуемых значений число Nu возрастает соответственно в 25,4, 1,06 и 1,01 раз. Следовательно, наибольшее влияние на теплоотдачу в туннеле оказывает число Re, а

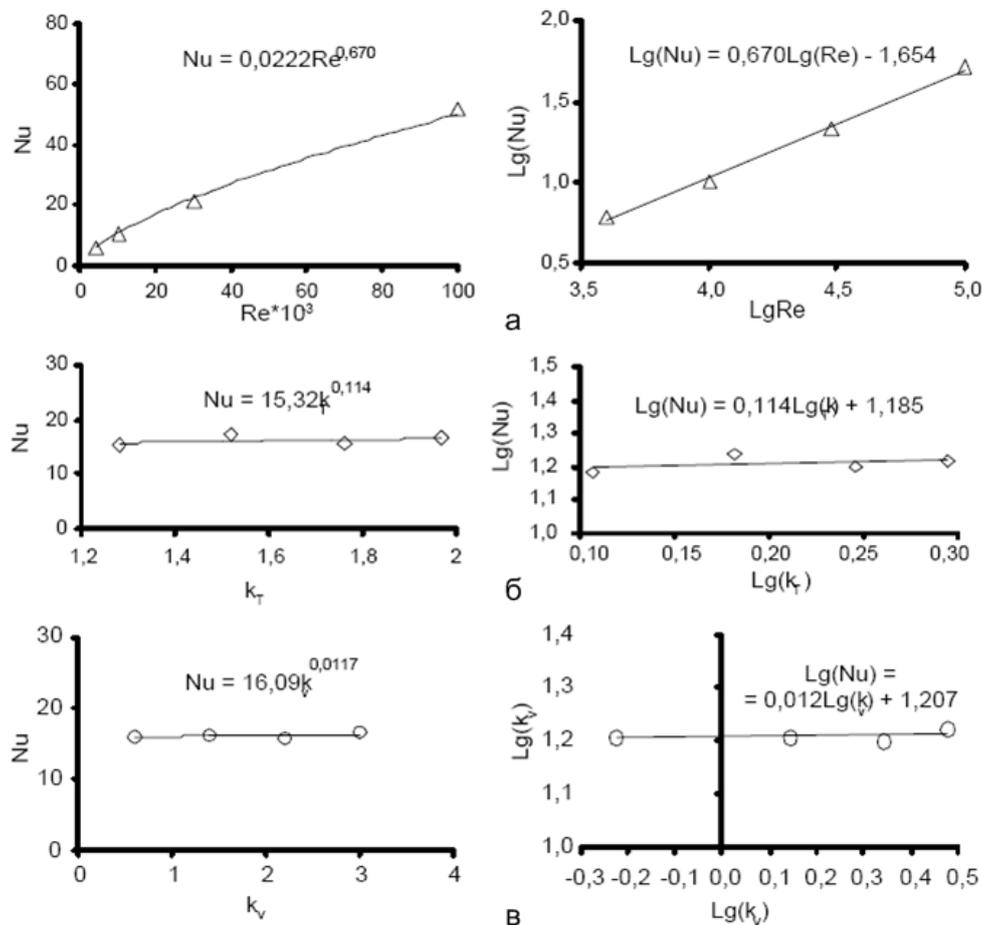


Рис. 4 – Определение функциональных зависимостей: а) $f(Re)$; б) $f(k_T)$; в) $f(k_v)$

влияние коэффициентов k_v и k_T на критерий Nu незначительно и его можно не учитывать. Если подставить в выражение (21) среднеарифметические из граничных значений k_v и k_T , получим:

$$Nu = 0,022 Re^{0,67} \quad (22)$$

Расхождения между результатами, полученными с помощью формул (21) и (22) не превышают $\pm 3,5\%$. Упрощенная формула (22) может быть рекомендована для расчета коэффициента $\alpha_{п-с}$ в эталонной системе диагностики выбросов ТЧ от тепловозов.

Выводы

1. С целью повышения точности перспективных систем экологического диагностирования тепловозов – микротуннелей, используемых для определения наиболее токсичного и канцерогенного компонента отработавших газов тепловозного дизеля – твердых частиц, проведен комплекс теоретических и экспериментальных исследований процесса теплоотдачи на границе поток газовой пробы-стенка туннеля.

2. Разработано математическое описание процесса теплоотдачи в туннеле, состоящее из системы дифференциальных

уравнений теплообмена и условий однозначности в безразмерном виде, которое является общим для всех туннелей. Установлено, что на теплоотдачу в туннеле, характеризуемую критерием Nu , влияют: режим течения суммарного потока, характеризуемый числом Re , а также коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения температур и скоростей потоков ОГ и воздуха, поступающих в туннель – k_T и k_v .

3. Экспериментальным путем установлена зависимость критерия Nu от пара-

метров Re , k_T и k_v , с помощью которой может быть определен коэффициент теплоотдачи на границе поток-стенка в любом туннеле. Анализ данной зависимости показывает, что в ходе экологических испытаний тепловозов наибольшее влияние на теплоот-

дачу в туннеле оказывает число Re , а влияние коэффициентов k_T и k_v менее существенно – соответствующие кратности варьирования критерия Nu при этом составляют 25,4, 1,06 и 1,01.

Литература

1. Foote E., Maricq M., Sherman M., Carpenter D. et al Evaluation of Partial Flow Dilution Methodology for Light Duty Particulate Mass Measurement. // SAE Technical Paper № 2013-01-1567, 2013. 10 p.

2. ISO 8178. Reciprocating internal combustion engines – Exhaust emission measurement – Part 1: Test – bed measurement of gaseous and particulate exhaust emissions, 1996. 94 p.

3. Polivyanchuk A. P., Parsadanov I. V. Experimental verification of microtunnel MKT-2 on the brake stand autotractor diesel engine // Industrial technology and engineering. Republic of Kazakhstan, 2015. №2 (15). P. 11-16.

4. Polivyanchuk A., Parsadanov I., Holkina E. Creation and experimental studies of the dynamic measuring concentrations of particulates in the exhaust gases of diesel engines // ТЕКА. – Commission of motorization and energet-ics in agriculture. Poland, 2015. Vol. 15, №2. P. 15–24.

5. Liang Z. Investigation of SVOC nanoparticle emission from light duty diesel engine using

GC×GC-ToF-MS / Z. Lianga, J. Tiana, S. Zeraati Rezaeia, Y. Zhanga et al. // School of Mechanical Engineering, University of Birmingham, UK, 2015. 31 p.

6. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. Уч. для вузов. – М.: Энергоиздат, 1981. -416 с.

7. Петухов Б.С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах. – М.: Энергия, 1967. 412с.

8. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. М., «Энергия», 1977. 344с.

9. Шенк Х. Теория инженерного эксперимента. М.:«Мир», 1972. 382с.

10. Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: «Наука», 1976. 279 с.

Надійшла до редколегії 24.03.2017