

При переходе в режиме ДИМ 50% на холостой ход улучшился часовой расход (экономия 3 %) при тех же экологических показателях.

В режиме частичных нагрузок в обоих случаях наблюдается превышение удельного расхода топлива, 37 % и 21 % соответственно для первого и третьего положений контроллера. Однако экологические показатели в обоих случаях выше.

Эффект от использования данного технического решения состоит в том, что увеличивается производительность двигателя за счет уменьшения времени выхода на режим при переходе на полную мощность, повышаются экономические и экологические показатели, а также в том, что повышается надежность двигателя за счет исключения дополнительных механизмов.

Уменьшение времени выхода на режим при переходе на полную мощность происходит за счет того, что тепловой режим процесса функционирования стабилизирован, это же обуславливает высокие экономические и экологические показатели.

#### **Заключение**

Представленное техническое решение направлено на улучшение экономических и экологических параметров и разрабатывалось для возможной реализации в перспективных ДВС, работающих в составе гибридных и комбинированных силовых агрегатов.

Дискретное изменение мощности ДВС, даже без изменения режима функционирования ГРМ, позволяет примерно в 2-3 раза снизить количество вредных выбросов, а совместная реализация ДИМ с ГРМ с управляемыми фазами газораспределения (ФГР), обеспечит снижение насосных потерь и потерь на сжатие в пассивных цилиндрах и позволит получить расчетные (требуемые) значения по экономичности.

#### **Список литературы:**

1. Пат. № 2380562, Российская Федерация, МПК F02D 17/02; Способ дискретного изменения мощности ДВС (Варианты) / А. А. Грабовский; заявитель и патентообладатель А. А. Грабовский. - № 2008104241; Заявлено 04. 02. 2008, Опубликовано 27. 02. 2010 г., Бюл. № 3. 2. Грабовский А. А. ДВС с дискретным изменением мощности / А. А. Грабовский // Автомобильная промышленность. - 2008. - № 2. - С. 8-12.

#### **Bibliography (transliterated):**

1. Pat. № 2380562, Rossijskaja Federacija, MPK F02D 17/02; Sposob diskretnogo izmenenija mownosti DVS (Varianty) / A. A. Grabovskij; zajavitel' i patentoob-ladatel' A. A. Grabovskij. - № 2008104241; Zajavleno 04. 02. 2008, Opublikovano 27. 02. 2010 g., Bjul. № 3. 2. Gra-bovskij A. A. DVS s diskretnym izmeneniem mownosti / A. A. Grabovskij // Avtomobil'naja promyshlennost'. - 2008. - № 2. - S. 8-12.

УДК 621.1.018

*А.П. Поливянчук, канд. техн. наук*

## **МЕТОДИКА И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЦЕССА ТЕПЛОТДАЧИ В ТРУБОПРОВОДЕ РАЗБАВЛЕНИЯ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ ВОЗДУХОМ (ТУННЕЛЕ)**

#### **Введение**

С отработавшими газами (ОГ) дизеля в атмосферу поступают твердые частицы (ТЧ) – опасный загрязнитель, занимающий 2-е место (после оксидов азота NO<sub>x</sub>) по вкладу в суммарную токсичность дизеля. С целью уменьшения загрязнения окружающей среды ТЧ в странах ЕС, США, Японии, Украине, России и др. введены ограничения на массовые выбросы ТЧ дизелей и разработаны методы их определения [1-3].

Для измерения выбросов ТЧ с ОГ дизелей используется специальное оборудование – разбавляющие туннели, в которых имитируется естественный процесс образования ТЧ в атмосфере путем разбавления ОГ дизеля воздухом. В зависимости от количества разбавляемых ОГ туннели делятся на *полнопоточные*, которые являются эталонным, но неудобным в эксплуатации оборудованием по при-

чине своей громоздкости и высокой стоимости, и *частичнопоточные* – компактные и экономичные мини- и микротуннели, получившие наибольшее распространение [4].

Особенностью использования частичнопоточных туннелей является необходимость обеспечения в них таких же условий разбавления ОГ, характеризующих степень разбавления воздухом и температурой пробы, как в эталонной системе. Чтобы выполнить данное условие необходимо вычислять температуру разбавленных ОГ в эталонном туннеле, а для этого должен быть определен средний коэффициент теплоотдачи в трубопроводе разбавления ОГ –  $\alpha_t$ .

#### **Постановка задачи**

Целью исследований являлось создание методики и экспериментальной установки для определения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_t$  в любом раз-

бавляющем туннеле. Для этого решены следующие задачи:

- 1) разработка методики определения коэффициента  $\alpha_t$  с помощью метода энтальпии;
- 2) создание экспериментальной установки для измерения коэффициента  $\alpha_t$  в туннелях при значениях числа Рейнольдса от 4000 (микротуннели) до 35000 (полнопоточные туннели).

**Методика определения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_t$**

Средний коэффициент теплоотдачи  $\alpha_t$  определяется методом энтальпии [5] как отношение средних по длине туннеля значений плотности теплового потока через стенку трубопровода разбавления ОГ –  $q_{cp}$  и температурного напора –  $\bar{\nu}_{cp}$ :

$$\alpha_t = \frac{q_{cp}}{\bar{\nu}_{cp}} = \frac{\frac{1}{L} \int_0^L q \cdot dl}{\frac{1}{L} \int_0^L \bar{\nu} \cdot dl}, \quad (1)$$

где  $L = 10d_m$  – длина туннеля с диаметром  $d_m$ .

Средняя плотность теплового потока через стенку туннеля определяется как среднее арифметическое из плотностей тепловых потоков, измеряемых на пяти равных участках:

$$q_{cp} = \frac{1}{L} \sum_{i=1}^5 q_i \cdot \Delta L = \frac{1}{5} \sum_{i=1}^5 q_i, \quad (2)$$

где  $\Delta L = 2d_m$  – длина  $i$ -го участка.

Плотности тепловых потоков  $q_i$  определяются с помощью выражения:

$$q_i = \frac{Q_i}{f_i} = \frac{Q_i}{2\pi d_m^2}, \quad (3)$$

где  $Q_i$  – количество тепла, прошедшего через стенку туннеля на  $i$ -м участке;  $f_i$  – площадь поверхности  $i$ -го участка.

Величина  $Q_i$  определяется с помощью уравнения теплового баланса по изменению температуры внешнего охладителя стенки на  $i$ -м участке:

$$Q_i = (t_{oxi} - t_{ox(i-1)}) G_{ox} \cdot c_p, \quad (4)$$

где  $c_p$ ,  $G_{ox}$  – изобарная теплоемкость и массовый расход охладителя.

Средний по длине туннеля температурный напор вычисляется по измеренным значениям температурных напоров на границах отдельных участков с использованием формулы трапеций:

$$\bar{\nu}_{cp} = \frac{1}{5} \left( \frac{\bar{\nu}_0 + \bar{\nu}_5}{2} + \sum_{i=1}^4 \bar{\nu}_i \right), \quad (5)$$

где  $\bar{\nu}_0$  и  $\bar{\nu}_5$  – температурные напоры в начальном и конечном сечениях туннеля

Температурные напоры в конце каждого участка рассчитываются с помощью зависимости:

$$\bar{\nu}_i = \bar{t}_i - t_{ci} = \left( \bar{t}_0 - \frac{\sum_{j=0}^i Q_j}{G_m \cdot c_p} \right), \quad (6)$$

где  $\bar{t}_i$  и  $t_{ci}$  – среднемассовая температура потока разбавленных ОГ и температура стенки туннеля в конце  $i$ -го участка,  $\bar{t}_0$  начальная среднемассовая температура потока:

$$\bar{t}_0 = \frac{\int_0^{F_m} \rho \cdot w \cdot t \cdot df}{\int_0^{F_m} \rho \cdot w \cdot df} = \frac{G_n \cdot t_n - G_c \cdot t_c}{G_m}, \quad (7)$$

где  $\rho$ ,  $w$ ,  $t$  – плотность, скорость и температура потока на входе в туннель;  $F_m$  – площадь поперечного сечения туннеля,  $G_n$ ,  $t_n$  и  $G_c$ ,  $t_c$  – массовые расходы и температуры нагретого и холодного потоков, соответственно.

**Экспериментальная установка для измерения коэффициента  $\alpha_t$**

Основными элементами установки (рис. 1) являются:

а) система разбавления рабочего тела (нагретого воздуха, имитирующего ОГ) – уменьшенная в 12 раз копия эталонного туннеля, в которую входят:

- разбавляющий туннель (РТ) – трубопровод из нержавеющей стали с внутренним диаметром  $d_r = 29,5$  мм, толщиной стенки 1,5 мм и длиной участка смешивания 350 мм; трубопровод подвода (ТП) нагретого воздуха – трубка из нержавеющей стали с внутренним диаметром 6мм, толщиной стенки 1 мм;

- газодувки ГД1 и ГД2, создающие расходы в туннеле и ТП –  $G_T$  и  $G_n$ ; регуляторы расходов  $G_T$  и  $G_n$  – РР1 и РР2; нагреватель Н (мощностью 3 кВт) с регулятором напряжения РН;

- измерители расходов потоков нагретого и холодного воздуха – Р1 и Р2; датчики температуры холодного и нагретого воздуха –  $t_c$  и  $t_{oc}$ ;

б) система охлаждения туннеля, включающая:

- герметичный корпус – труба из нержавеющей стали, теплоизолированная снаружи слоем асбеста толщиной 25 мм; между наружным диаметром туннеля и внутренним диаметром корпуса образован зазор толщиной 1,2 мм, по которому движется охладитель; фторопластовые перегородки, разделяющие корпус на 5 равных участков длиной  $2d_m$  (внутри перегородок установлены датчики  $t_c$  и  $t_{ox}$ );

- регулятор расхода охладителя – РР3, обеспечивающий постоянство массового расхода охладителя на уровне  $G_{ox} = 0,08$  г/с;

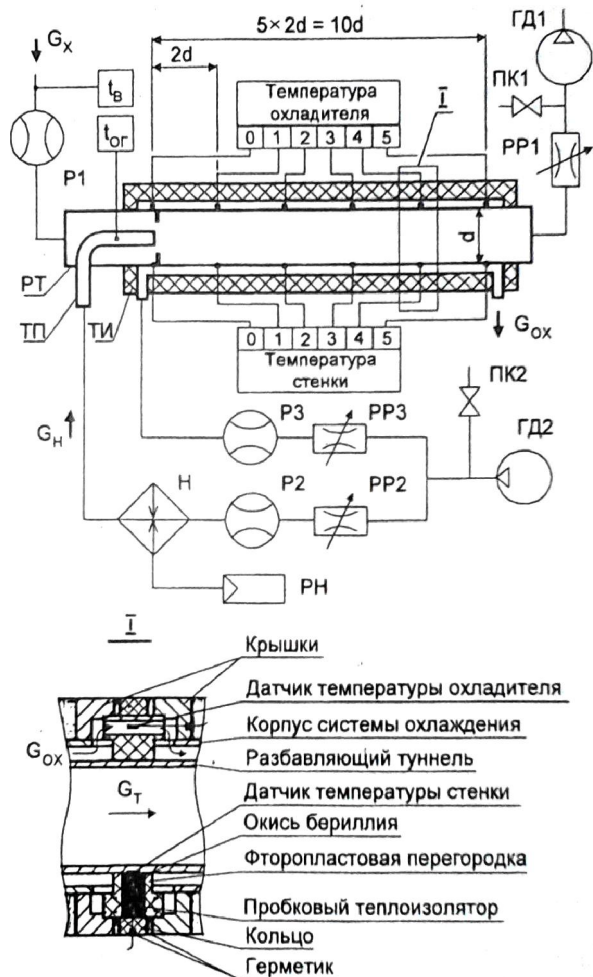


Рис. 1 Схема экспериментальной установки для измерения коэффициента  $\alpha_t$

- измеритель расхода охладителя Р3; две группы по 6 датчиков, измеряющих температуру стенки туннеля –  $t_c$  и охладителя  $t_{ox}$  (с погрешностями  $\pm 0,1$  °С).

Экспериментальная установка позволяет создавать массовые расходы в туннеле и ТП в диапазонах:  $G_m = 1,4...25$  г/с;  $G_n = 0,1...4$  г/с, нагревать рабочее тело до температуры  $t_{o2} = 300$  °С. Погрешность определения коэффициента теплоотдачи  $\alpha_t$  составляет 3-8%, что обусловлено погрешностями расходомеров Р1, Р2, Р3 и датчиков температуры  $t_{ox}$ ,  $t_c$  и  $t_{o2}$ . На рис. 2 представлены результаты испытаний по измерению  $\alpha_t$  при следующих условиях разбавления рабочего тела:  $G_m = 2,5$  г/с;  $G_n = 0,25$  г/с;  $t_{o2} = 300$  °С.

**Вывод**

Разработаны методика и экспериментальная установка, позволяющие определять средний коэффициент теплоотдачи в трубопроводах разбавле-

ния ОГ полнопоточных и частичнопоточных туннелей (при значениях числа Рейнольдса – 4000...35000); с помощью данного коэффициента определяются требуемые, соответствующие эталонной системе, условия разбавления ОГ дизеля воздухом в мини- и микротуннелях.

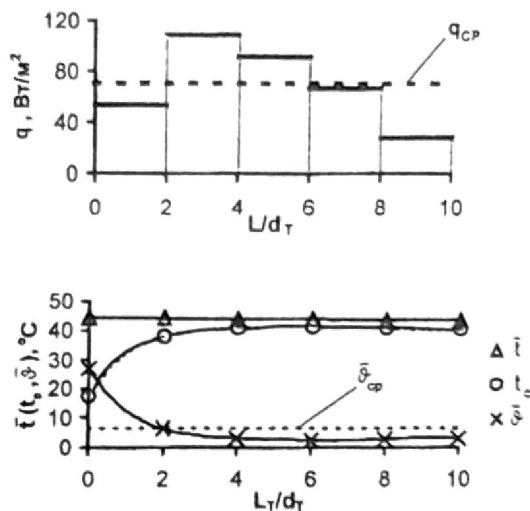


Рис. 2. Результаты определения среднего коэффициента теплоотдачи  $\alpha_t$ : а) измерение  $q_{cp}$ ; б) измерение  $\bar{t}_{cp}$ .

**Список литературы:**

1. Regulation № 49. Revision 2. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines and vehicles equipped with C.I. engines with the regard to the emission of pollutants by the engine. Geneva, 1992. - 114 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. Environmental Protection Agency. Control air pollution from new motor vehicles engines; particulate regulation for heavy-duty diesel engine // Ibid. - Vol. 46, №4, 1981. – 206 p.  
 4. Smart Sampler PC SPC 472. Operating Manual. Diesel particulate dilution and sampling equipment. AVL, Austria, 1993. – 69 p.  
 5. Осипова В.А. Экспериментальное исследование процессов теплообмена / В.А. Осипова. – М.: Энергия, 1979. – 392 с.

**Bibliography (transliterated):**

1. Regulation № 49. Revision 2. Uniform provision concerning the approval of compression ignition (C.I.) engines and vehicles equipped with C.I. engines with the regard to the emission of pollutants by the engine. Geneva, 1992. - 114 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. Environmental Protection Agency. Control air pollution from new motor vehicles engines; particulate regulation for heavy-duty diesel engine // Ibid. - Vol. 46, №4, 1981. – 206 r.  
 4. Smart Sampler PC SPC 472. Operating Manual. Diesel particulate dilution and sampling equipment. AVL, Austria, 1993. – 69 p.  
 5. Osipova V.A. Jeksperimen-tal'noe issledovanie processov teploobmena / V.A. Osipova. – М.: Jenergija, 1979. – 392 s.