

мальна.

3. Получена простая зависимость, позволяющая рассчитывать коэффициент боковой жесткости через коэффициент сопротивления боковому уводу, найденному для ведомого колеса, что существенно уменьшает объем экспериментальных работ по определению  $F$ ,  $M$ ,  $P$ .
4. Проанализировано влияние режима качения и соотношения продольной и боковой жесткостей колеса на сопротивление боковому уводу; эффект увеличения боковой силы при постоянном угле увода с приложением к колесу тормозного момента проявляется в большей мере для шин, обладающих большей тангенциальной эластичностью в продольном направлении, т.к. в этом случае та же по величине продольная сила приводит к большему искажению симметричности эпюры нормальных давлений.

#### Литература

1. Virabow R.V., Mamaev A.N., Dobromirov V.N., Markov J.L. The influence of the angle setting of elastic wheels on the wear of their treads. Proceedings of the international simposium on the tribology of Friction materials. YAROFRI-91, 10-12 Sept., 1991, vol.II, pp.176-181, Jaroslavl, USSR.
2. Вирабов Р.В., Мамаев А.Н. Определение мощности потерь на трение в контакте фрикционной пары колесо с пневматической шиной – жесткое основание. - Межвуз.сб.научных трудов «Бесступенчато-регулируемые передачи», Ярославль, 1978, с.61-67.
3. Вирабов Р.В., Мамаев А.Н. Анализ кинематических и силовых соотношений при качении колеса по жесткому основанию. - Механика машин, М., Наука, 1980, вып.57, с.101-105.
4. Вирабов Р.В., Мамаев А.Н., Маринкин А.П., Юрьев Ю.М. Влияние режима качения эластичного колеса на величину боковой силы при боковом уводе. - Вестник машиностроения, 1986, №1, с.33-35.
5. Мамаев А.Н., Вуколова Г.С., Дмитриева Л.Н. Влияние вида принимаемого закона распределения нормальных давлений в контакте колеса с жестким основанием на расчетные силовые и кинематические параметры колеса. Сб. научных трудов, посвященных 60-летию воссоздания МАМИ.-М., МГТУ «МАМИ», 1999.
6. Алешина М.О., Вуколова Г.С., Мамаев А.Н. Влияние вида принимаемого распределения нормальных давлений в контакте колеса с жестким основанием на расчетные силовые параметры колеса. Депон. в НИИЭИавтопром, №36-ап00 от 03.04.2000 г.

#### **Математическая модель процессов теплообмена в системе выпуска отработавших газов бензинового двигателя**

Белл С.С., д.т.н. проф. Ерохов В.И.  
Университет машиностроения  
sergebellfils2@mail.ru , +79639960765

*Аннотация.* В статье рассмотрены теоретические процессы теплообмена в системе выпуска отработавших газов бензинового двигателя. Представлены результаты расчетов математической модели процессов теплообмена, из которых можно заключить, что детальный анализ динамики горения топлив предполагает строгий учет всех физических процессов, в том числе процессов конвективного теплообмена между свежим газом и продуктами горения и конструктивными элементами оболочки.

*Ключевые слова:* процесс теплообмена; автомобильные отработавшие газы

#### **Теория и методика решения задачи**

Процесс переноса теплоты в выпускном тракте автомобиля осуществляется тремя способами: теплопроводностью, конвекцией и излучением. Эти формы теплообмена глубоко различны по своей природе и характеризуются своими законами [1, 2]. Поэтому изучение закономерностей сложного теплообмена представляет собой довольно трудную задачу (рисунки 2).

Задача сформулирована в прямой постановке, когда известны основные данные длины трубы  $x$ , диаметры и температуры (наружный  $D_T$ ,  $T_{HT}$  и внутренний  $d_T$ ,  $T_{BT}$ ).

Задача решается с помощью физико-математической модели 2-го и 4-го уровня, включающей дифференциальные и конечные уравнения для определения температуры ОГ на выходе нейтрализатора (рисунок 1).

Для того чтобы модель удовлетворяла требованиям, она должна базироваться на следующих предположениях и допущениях:

- температурное поле является нестационарным, т. е. зависящим от времени;
- один из компонентов ОГ – это водяной пар, поэтому на режимах прогрева выпускной системы при соприкосновении пара с холодной стенкой он охлаждается и конденсируется;
- выпускной коллектор – это криволинейный канал, любой изгиб которого сопровождается образованием турбулентности, а следовательно, улучшением процесса теплопередачи;
- вследствие периодического открытия выпускного клапана поток приобретает пульсирующее движение;
- для повышения температуры ОГ в выпускном тракте возможно применение тепловой изоляции (покрытие горячей поверхности выпускной трубы материалами с низкой теплопроводностью, например асбестом).

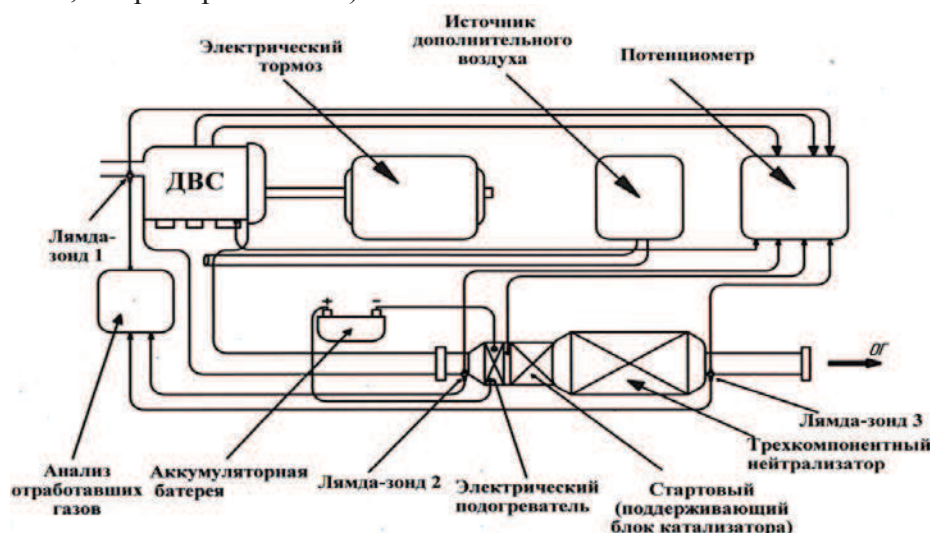


Рисунок 1. Схема экспериментальной установки для оценки влияния режима работы регуляторов на эффективность конверсии ОГ в нейтрализаторе

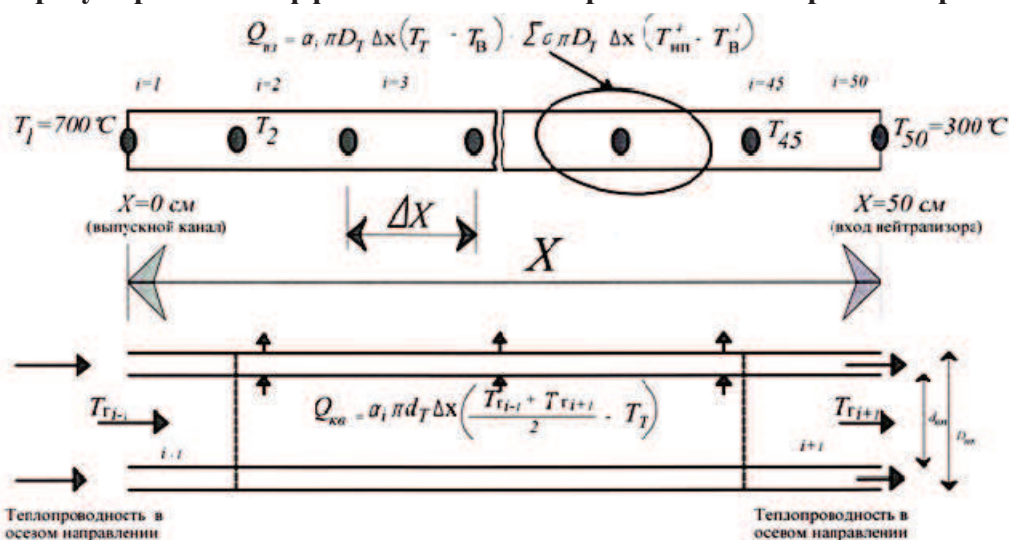


Рисунок 2. Расчетная схема математического моделирования теплообмена в выпускном тракте

### Методы решения задачи

Как известно, решение задач теплопроводности при нестационарном режиме основано на дифференциальном уравнении теплопроводности Фурье. Однако это уравнение записывается в частных производных, а потому его решение может быть найдено только численными методами. В данной же работе для этих целей использовался метод конечных элементов (МКЭ). Сущность этого метода заключается в следующем: выпускной тракт между каналом и нейтрализатором представляется в виде прямого участка цилиндрической трубы постоянного сечения длиной ( $x$ ) (рисунок 1) и разбивается на отдельные участки ( $\Delta x$ ). Для каждого участка записывается система уравнений сохранения энергии для газа и стенок. Уравнения записываются, когда известны диаметр и температура поверхности трубы (наружной  $D_T$ ,  $T_{HT}$  и внутренней  $d_T$ ,  $T_{BT}$ ), температура газа на выходе двигателя  $T_G$ , температура воздуха  $T_B$  и другие параметры: плотность  $\rho$ , удельная теплоемкость  $c$ , температуро-проводность рабочего тела  $\alpha$ , постоянная Стефана-Больцмана  $\epsilon_\sigma$ , коэффициент излучение  $\sigma$ , коэффициент теплопроводности газа  $\lambda$  и время  $t$ .

Для получения расчетной системы уравнений необходимо сформулировать основные предположения и допущения, используемые в предлагаемой модели:

- температура как газа, так и стенок изменяется только в осевом направлении (ось  $x$ ) и по времени;
- рассматривается установившийся режим течения газа на прямом участке цилиндрической трубы постоянного сечения, поэтому скорость и плотность газа в осевом направлении постоянны;
- исследуемое тело однородно и изотропно.

#### Физико-математическая модель процессов теплообмена в системе выпуска отработавших газов

На основании вышеперечисленных допущений записывается исходная система уравнений теплопроводности [2, 3]:

$$\left. \begin{aligned} T_z = T_z(x,t) &\Leftrightarrow \frac{\partial T_z}{\partial t} = 0, & T_m = T_m(x,t) &\Leftrightarrow \frac{\partial T_m}{\partial t} = 0, \\ \rho_c \cdot \left( \frac{\partial T_z}{\partial t} + u \frac{\partial T_z}{\partial x} \right) &= \lambda \cdot \frac{\partial^2 T_z}{\partial x^2}, & \rho_c \cdot \frac{\partial T_m}{\partial t} &= \lambda \cdot \frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2} \end{aligned} \right\}$$

после интегрирования которой получим:

$$\left. \begin{aligned} \iiint_{V_m} \rho_c \cdot \left( \frac{\partial T_z}{\partial t} + u \frac{\partial T_z}{\partial x} \right) \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \cdot dx &= \iiint_{V_m} \lambda \cdot \frac{\partial^2 T_z}{\partial x^2} \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \cdot dx \\ \iiint_{V_m} \rho_c \cdot \frac{\partial T_m}{\partial t} \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \cdot dx &= \iiint_{V_m} \lambda \cdot \frac{\partial^2 T_m}{\partial x^2} \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \cdot dx \end{aligned} \right\}$$

где:  $r$  - химическая реакция ОГ;  $\theta$  - угол опережения зажигания;  $x$  - длина трубы;  $V_m$  - объем газа.

- конвективный теплообмен

Количество теплоты, переданной горячим теплоносителем в стенки путем конвективного теплообмена, определяется по уравнению Ньютона-Рихмана:

$$Q_{кв} = \alpha \cdot \pi \cdot d_m \cdot \Delta x \cdot (T_z - T_m)$$

Тепловой поток, переданный от второй поверхности стенки к холодному теплоносителю, определяется по той же формуле конвективного теплообмена Ньютона-Рихмана:

$$Q_{кв} = \alpha \cdot \pi \cdot D_m \cdot \Delta x \cdot (T_m - T_e)$$

- -теплоизлучение

С другой стороны, любое тело с температурой, отличной от 0 °K, испускает излучение. Такое излучение называется температурным или тепловым. Процесс теплопередачи излуче-

нием описывается формулой:

$$Q_{кв} = \alpha \cdot \pi \cdot D_m \cdot \Delta x \cdot (T_m - T_6) \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot D_m \cdot \Delta x \cdot (T_{hm} - T_6)$$

В результате исходная система уравнений примет следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} & \rho_c \frac{\pi d_m^2}{4} \left[ \int_{x_{i-1}}^{x_i} \frac{\partial T_z}{\partial x} dx + u \int_{x_{i-1}}^{x_i} \frac{\partial T_z}{\partial x} dx \right] = \\ & = \lambda \left[ \frac{\pi d_m^2}{4} \frac{\partial T_z}{\partial x} \Big|_{x=x_{i-1}} + \frac{\pi d_m^2}{4} \frac{\partial T_z}{\partial x} \Big|_{x=x_i} \right] - \alpha \pi d_k \int_{x_{i-1}}^{x_i} (T_z - T_m) dx; \\ & \rho_c \frac{\pi (D_m^2 - d_m^2)}{4} \int_{x_{i-1}}^{x_i} \frac{\partial T_z}{\partial x} dx = \\ & = \lambda \left[ \frac{\pi d_m^2}{4} \frac{\partial T_z}{\partial x} \Big|_{x=x_{i-1}} + \frac{\pi d_m^2}{4} \frac{\partial T_z}{\partial x} \Big|_{x=x_i} \right] - \alpha \pi d_k \int_{x_{i-1}}^{x_i} (T_z - T_m) dx - \\ & - \alpha \pi d_k \int_{x_{i-1}}^{x_i} (T_z - T_m) dx - 4 \varepsilon \sigma D_m \int_{x_{i-1}}^{x_i} (T_z^4 - T_m^4) dx. \end{aligned} \right\}$$

Предположим, что  $T_z$  и  $T_m$  на каждом интервале  $[x_{i-1}, x_i]$  являются линейными функциями. Тогда, положив  $\Delta_i = x_i - x_{i-1}$ , имеем:

$$\begin{aligned} \int_{x_{i-1}}^{x_i} \frac{\partial T_z}{\partial x} dx &= \frac{d}{dt} \int_{x_{i-1}}^{x_i} T_z dx = \frac{d}{dt} \left[ (x_i - x_{i-1}) \frac{T_{z,i-1} + T_{z,i}}{2} \right] = \frac{\Delta_i}{2} \left( \frac{dT_{z,i-1}}{dt} + \frac{dT_{z,i}}{dt} \right), \\ \frac{\partial T_z}{\partial x} &= \frac{T_{z,i} - T_{z,i-1}}{\Delta_i}, \quad \frac{\partial T_z}{\partial x} \Big|_{x=x_i} = \frac{T_{z,i} - T_{z,i-1}}{\Delta_i}, \quad \frac{\partial T_z}{\partial x} \Big|_{x=x_{i-1}} = \frac{T_{z,i} - T_{z,i-1}}{\Delta_{i-1}}, \\ \int_{x_{i-1}}^{x_i} (T_z - T_m) dx &= \frac{\Delta_i}{2} \left[ (T_{z,i} - T_{m,i}) - (T_{z,i-1} - T_{m,i-1}) \right], \\ \int_{x_{i-1}}^{x_i} (T_m - T_0) dx &= \frac{\Delta_i}{2} \left[ (T_{z,i} + T_{z,i-1}) - 2T_0 \right], \quad \int_{x_{i-1}}^{x_i} (T_z^4 - T_m^4) dx = \Delta_i \left[ \frac{T_{m,i}^5 - T_{m,i-1}^5}{5(T_{m,i} + T_{m,i-1})} - T_6^4 \right]. \end{aligned}$$

Подставив полученные соотношения в уравнения (2.97), получаем:

$$\left. \begin{aligned} & \frac{1}{2} \left( \frac{dT_{z,i-1}}{dt} + \frac{dT_{z,i}}{dt} \right) + \frac{u}{\Delta_i^2} (T_{m,i} - T_{m,i-1}) = \frac{\alpha}{\Delta_{i-1} \Delta_i} \left[ \frac{\Delta_{i-1}}{\Delta_i} T_{z,i} - \right. \\ & \left. - \left( 1 + \frac{\Delta_{i-1}}{\Delta_i} \right) T_{z,i-1} + T_{z,i-2} \right] - \frac{\alpha}{\rho_c d_m} (T_{m,i} - T_{m,i-1} + T_{m,i} - T_{m,i-1}) \\ & \frac{1}{2} \left( \frac{dT_{z,i-1}}{dt} + \frac{dT_{z,i}}{dt} \right) = \frac{\alpha}{\Delta_{i-1} \Delta_i} \left[ \frac{\Delta_{i-1}}{\Delta_i} T_{z,i} - \left( 1 + \frac{\Delta_{i-1}}{\Delta_i} \right) T_{z,i-1} + T_{z,i-2} \right] \\ & \frac{2\alpha D_k}{\rho_c (D_m^2 d_m^2)} (T_{m,i} - T_{m,i-1} + T_{m,i} - T_{m,i-1}) - \frac{2\alpha D_m}{\rho_c (D_m^2 d_m^2)} (T_{m,i} - \\ & - T_{m,i-1} + 2T_0) - \frac{4\varepsilon\sigma D_m}{\rho_c (D_m^2 d_m^2)} \left[ \frac{T_{m,i}^5}{T_{m,i}} + \frac{T_{m,i-1}^5}{T_{m,i-1}} - T_6^4 \right] \end{aligned} \right\}$$

Для решения полученной системы обыкновенных дифференциальных уравнений необходимо применять численные методы интегрирования. Начальные условия известны, следовательно имеем задачу Коши. В этом случае для численного решения уравнения можно при-

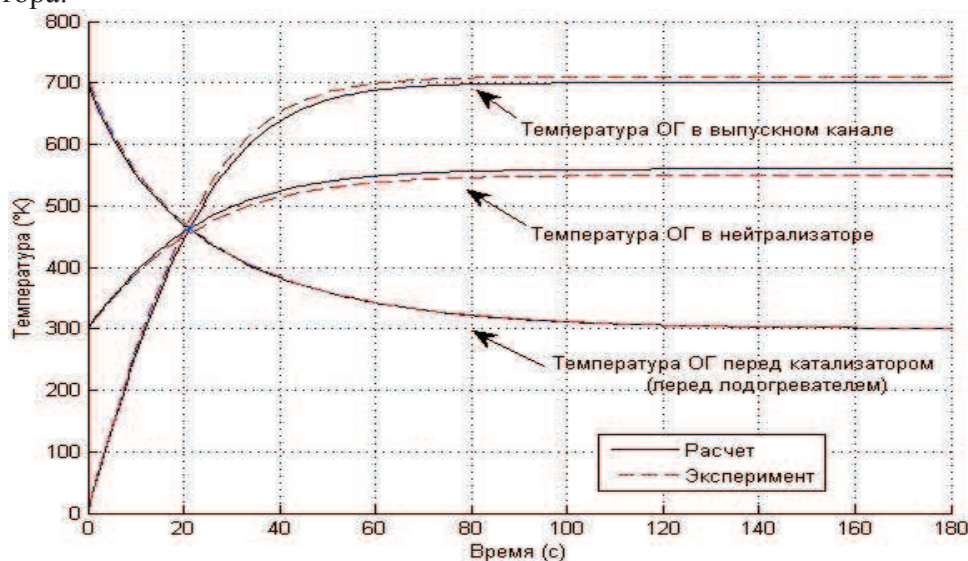


менять методы Рунге-Куты, Адамса-Штермера, Крылова и др. В нашей работе использовали методы Рунге-Куты с итерациями на каждом шаге и метод Крылова (МКЭ). Для выбора шага расчета при использовании данных методов были оценены результаты, полученные при различных величинах шага.

Полученные системы уравнений – это системы обыкновенных нелинейных дифференциальных уравнений, интегрирование которых (согласно [3]) целесообразно проводить неявным методом Крылова (МКЭ). При этом отпадают ограничения по длине участков и шагу вычислений в пространстве и времени.

Из приведенных уравнений баланса энергии для газа и стенок следует, что величина температуры газа в выходном сечении зависит от количества тепла, внесенного с газом через входное сечение, от тепла, отведенного теплопроводностью через стенку трубы, от тепла, унесенного с газом через выходное сечение.

На рисунке 3 показано расчетное и экспериментальное значение температуры ОГ перед и за нейтрализатором. Результаты, представленные на рисунках, наглядно демонстрируют, как влияет электрический подогреватель на температуру ОГ и на эффективность разогрева нейтрализатора.



**Рисунок 3. Сравнение расчетного и экспериментального распределения температур в выпускном тракте (стандартный угол опережения зажигания, нагрузка = 0)**

#### Литература

1. Кавтарадзе Р.З., Петриченко М.Р. Эволюция учения о теплообмене в дизелях от Нуссельта до наших дней. Двигателестроение, 1993. № 1-2. с. 33-35
2. Костров А. В. Применение теории подобия для оценки конвективного теплообмена в карбюраторных двиг-х. Журнал Автомобильная промышленность, 1972, с. 11-12.
3. Крылов О. В. Метод конечных элементов/ М. Радио и связь, 2002, 104 с.
4. <http://dic.academic.ru/> 2010.

#### **Автоматизированное проектирование лопаток турбин с параболическими обводами**

к.т.н. доц. Виноградов Л.В., к.т.н. доц. Костюков А.В.  
 Университет машиностроения  
 89150166953

*Аннотация.* В работе рассмотрен вопрос профилирования лопатки турбины. Для автоматизированного проектирования в среде *Mathcad* для ЭВМ разработана прикладная программа, являющаяся элементом *CAD* системы. Профиль лопаток очерчивается тремя параболой: спинка профиля – одной параболой, а корытце –