

необходимо уменьшить на соответствующие значения, а в последней ячейке ветви  $z$ , куда втекают потоки, увеличить на сумму этих величин.

Анализ результатов показал, что данная методика позволяет определять параметры РПР в тройниках с приемлемой ошибкой – менее 3%. Для расчета газообмена и оптимизации рабочего процесса ДВС это вполне достаточно.

### Литература:

1. Красовский О.Г. Численное решение уравнений нестационарного течения для выпускных систем двигателей. – Тр. ЦНИДИ, 1968.- Вып. 57.- С.3-20.
2. Ивин В.И., Рындин В.В. Нестационарный поток в разветвлениях выпускных трубопроводов ДВС // Изв. вузов. Машиностроение, 1976.- N 9.- С.100-105.
3. Камкин С.В., Матвеев С.К., Кочерыженков Г.В. Численное моделирование течений в разветвленных выпускных системах судовых дизелей // Двигателестроение. - 1979.-N 6.- С.3-5.
4. Гришин Ю.А., Гусев А.В., Круглов М.Г. Методы расчета разветвленных систем газообмена ДВС // Двигателестроение. - 1981.-N 1.- С.10-12.
5. Рудой Б.П. Прикладная нестационарная газовая динамика.- Уфа: Изд-во УАИ, 1988.-184 с.
6. Benson R., Woollatt D., Woods W.A. Unsteady flow in simple branched systems //Proc. Inst. Mech. Eng.,- 1963 1964.- V.178.- P. 104 - 112.
7. Seifert H. Die Berechnung instationärer Strömungsvorgänge in den Rohrleitungssystemen von Mehrzylindermotoren //MTZ. - 1972.- Bd.33, № 11.-S.421 - 428.
8. Гришин Ю.А., Круглов М.Г., Рудой Б.П. Газодинамические функции для расчета нестационарных течений газа // Изв. вузов. Машиностроение, 1977.- N 3.- С. 52-58.
9. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика, В 2 ч. Ч. 1.- М.: Наука, 1991.- 600 с.
10. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление.- М.: Энергоатомиздат, 1990.-367 с.

## ПРИМЕНЕНИЕ К-ε МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ГОРЕНИЯ В ДВС

**Тишин С.А., Потапов С.А.** (Тульский государственный университет)

При моделировании турбулентного горения в ДВС возникает необходимость в расчете полей коэффициентов турбулентного переноса. Широко используемой моделью турбулентности является  $k$ - $\varepsilon$  модель, имеющая только две эмпирически определяемые константы [1]. Модель позволяет определить значения коэффициента турбулентного обмена  $\nu_T$  с помощью двух транспортных уравнений - для кинетической энергии турбулентности  $k$  и скорости диссипации этой энергии  $\varepsilon$ :

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{k})}{\partial\tau} + \text{div}(\bar{\rho}\tilde{u}\tilde{k}) - \text{div}(\bar{\rho}\nu_T \text{grad}\tilde{k}) = G_k - \bar{\rho}\tilde{\varepsilon}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\tilde{\varepsilon})}{\partial\tau} + \text{div}(\bar{\rho}\tilde{u}\tilde{\varepsilon}) - \text{div}(\bar{\rho}\nu_T \text{grad}\tilde{\varepsilon}) = (C_1 G_k - C_2 \bar{\rho}\tilde{\varepsilon}) \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}}; \quad (2)$$

$$\nu_T = C_\nu \frac{\tilde{k}^2}{\tilde{\varepsilon}}, \quad (3)$$

где:  $u$  – скорость;  $\rho$  - плотность;  $\tau$  - время;  $G_k$  – источник турбулентности – сложная функция тензора напряжений; знак сверху "-" означает осреднение; знак

"~" – осреднение с учетом плотности по Фавру [1, 2];  $C_v=0,09$  - физическая константа;  $C_1 = 1,45$  [3, 4] и  $C_2 = 1,92$  [3, 5] - эмпирические константы. Отметим, что значение  $C_2 = 0,161$ , предлагаемое в [4, 6], не применимо для условий ДВС, поскольку может приводить к отрицательным значениям энергии турбулентности  $k$ , не имеющим физического смысла.

Программы двумерных задач химического тепломассообмена отличаются относительной простотой, их применение требует небольших затрат машинного времени. Поэтому пробное тестирование таких программ позволяет сравнительно быстро оценить роль различных физических эффектов и проверить основные допущения задачи. Тестирование проводится на примере перспективного двигателя с непосредственным впрыском топлива Mitsubishi Galant GDI. Камера сгорания этого двигателя, образованная сферической выемкой в поршне, форсунка и оба клапана расположены в диаметральной плоскости цилиндра, поэтому двумерная постановка задачи турбулентности имеет достаточные основания.

В работе [7] для однородных полей плотности продуктов сгорания в камере сгорания ДВС из уравнений (1- 3) получены следующие уравнения:

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial \tau} + \frac{\partial(uk)}{\partial x} + \frac{\partial(wk)}{\partial y} = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left( \nu_T \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \nu_T \frac{\partial k}{\partial y} \right) - k(V_s + \rho_s) + 2\nu_T \left( V_s + \frac{1}{3} \rho_s \right) V_s - \varepsilon; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \tau} + \frac{\partial(u\varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(w\varepsilon)}{\partial y} = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left( \nu_T \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \nu_T \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \varepsilon \left\{ C_1 V_s \left[ \frac{2\nu_T}{k} \left( V_s + \frac{1}{3} \rho_s \right) - 1 \right] - C_2 k \frac{C_v}{\nu} - \rho_s \right\}, \end{aligned} \quad (5)$$

где:  $\nu_T = C_v \frac{k^2}{\varepsilon}$ ;  $\rho_s = \frac{\rho'}{\rho}$ ;  $V_s = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} - \rho_s$ ;  $C_v=0,09$ ;  $C_1=1,45$ ;  $C_2=1,92$ ;  $u$ ,

$w$  – проекции скорости движения смеси; для кратности коэффициента турбулентного обмена имеем  $N_T = \nu_T / \nu_{см}$ .

Граничные условия: на поверхности стенки:  $k = 0$ ,  $d\varepsilon/dn=0$  или  $\varepsilon = 0$ ; на выходе фронта горения для местного значения  $\alpha$ :  $k = k_F$ ,  $\varepsilon = \varepsilon_F$ . Начальные условия - в небольшой зоне вокруг точки зажигания задаются:  $k = k_F$ ,  $\varepsilon = \varepsilon_F$ .

Параметры двигателя: диаметр цилиндра 0,08 м, рабочий объем  $0,373 \cdot 10^{-3}$  м<sup>3</sup>, степень сжатия 12, опережение зажигания 18 °пкв (при 3000 об/мин). Примем, что задачу турбулентности в ДВС для однородного поля плотности продуктов сгорания можно решать отдельно от задачи химического тепломассообмена, используя только поле скорости для не реагирующей смеси, полученное с помощью программы GAS-2 проф. Дунаева В.А.[4]. Численное интегрирование уравнений (4),(5) проводилось методом расщепления шага по времени, внутри расщепления использовался метод прогонки.

При решении задачи турбулентности в диаметральном сечении цилиндра получены поля кинетической энергии турбулентности  $k$  (КЭТ) и скорости диссипа-

ции энергии турбулентности  $\varepsilon$  (ДЭТ). Значения  $k$  и  $\varepsilon$  в каждой точке камеры сгорания позволяют определить поле коэффициента турбулентного обмена (КТО)  $\nu_T = 0,09 k^2/\varepsilon$  и поле кратности увеличения КТО по сравнению с ламинарной вязкостью смеси  $N_T = \nu_T/\nu_{см}$ , где  $\nu_{см} = 13,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  для условий ДВС. После этого поля  $N_T$  можно использовать при решении задачи химического тепломассообмена для определения полей коэффициентов турбулентного переноса.

На фронте горения, в связи с отсутствием литературных данных по граничным условиям для  $k$  и  $\varepsilon$ , были заданы их ожидаемые значения в зависимости от скорости оттока от фронта  $V_{OT}$ :  $k_F = 0,64 V_{OT}^2/2$ , что соответствует пульсационной скорости

$$w' = 0,8 V_{OT} \quad \text{и} \quad \varepsilon_F = 0,09 k^2/\bar{\nu}_T,$$

где  $\bar{\nu}_T$  - ожидаемое среднее значение КТО в поле решения. Как будет ясно из дальнейшего, приближенное задание граничных условий на фронте и поверхности стенки является оправданным, поскольку поле скорости, для которого необходимы точные условия, уже известно по данным программы GAS-2. Коэффициенты турбулентного переноса, необходимые для задачи химического тепломассообмена [7], необходимо точно вычислять в зоне развитой турбулентности, так как у стенок, в ламинарном подслое, они на 2 - 4 порядка меньше и равны известным ламинарным коэффициентам переноса.

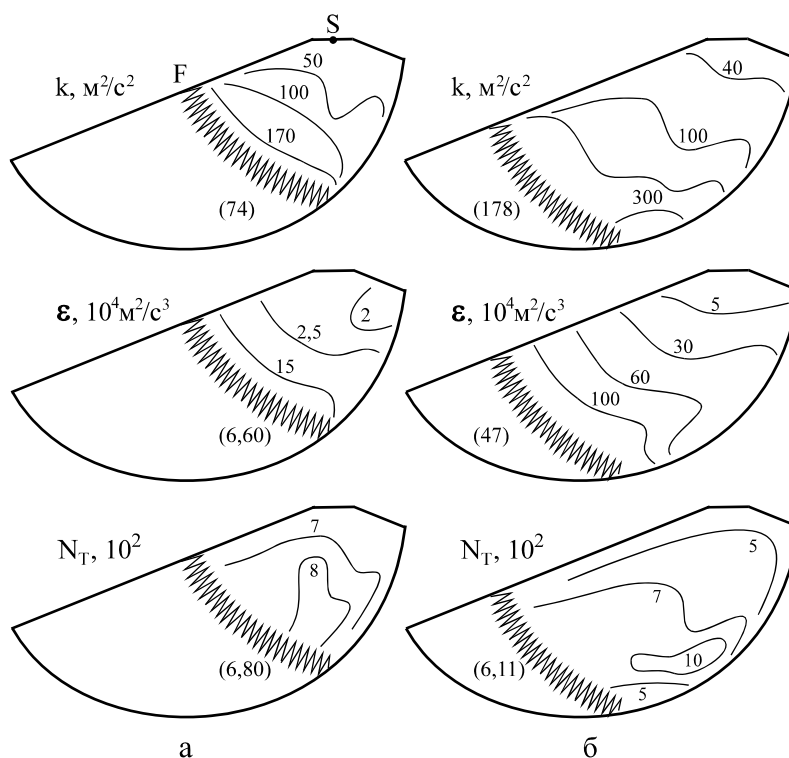


Рис. 1. Параметры турбулентности в камере сгорания ДВС "Mitsubishi":

а)  $\tau = 0,4 \text{ мс}$ ;  $\varphi = -1^\circ \text{нкв}$ ; б)  $\tau = 0,8 \text{ мс}$ ;  $\varphi = 6^\circ \text{нкв}$

На рис. 1 и 2, в течение периода горения, для характерных моментов времени  $\tau = 0,4 / 0,8 / 1 \text{ мс}$  приведены поля параметров турбулентности. Здесь S - точка зажигания; в скобках указаны средние в границах поля значения, полученные при граничных условиях 2-го рода для скорости ДЭТ  $\partial \varepsilon / \partial n = 0$  (адиабатически изолированная стенка). Для сравнения на рис. 2,б представлены данные, полученные при граничных условиях 1-го рода  $\varepsilon = 0$  (стенка – сток ДЭТ бесконечной интенсивности). Ломаной линией изображен фронт горения F, знаком "x" – центр вихревой зоны.

Общий вид полей  $k$  и  $\varepsilon$  свидетельствует в пользу интенсивной диссипации КЭТ в объеме камеры сгорания, что ведет к сильному снижению уровня  $k$  по мере удаления от фронта горения. Максимальная кратность КТО  $N_T$  наблюдается вблизи вихревой зоны, которая является мощным генератором турбулентности. Использование для поля  $\varepsilon$  граничных условий 1-го рода  $\varepsilon = 0$ , (рис. 2,б) приводит к снижению скорости ДЭТ лишь вблизи стенки, изменения полей  $k$  и  $N_T$  незначительные, средний в пределах поля уровень кратности  $\bar{N}_T$  увеличивается всего на 20 %. Такое увеличение, как показало решение задачи химического теплообмена, практически не влияет на содержание основных компонентов смеси.

Полученные результаты можно использовать для решения задачи догорания смеси за фронтом пламени и оценки токсичности отработавших газов.

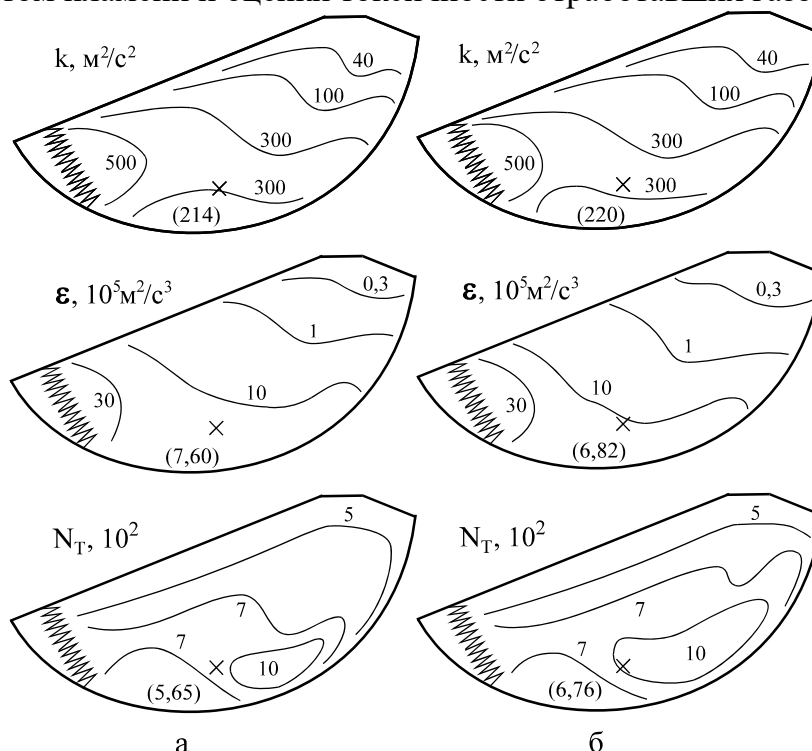


Рис. 2. Параметры турбулентности в камере сгорания ДВС "Mitsubishi" для различных граничных условий поля  $\varepsilon$  на стенке:  
а) 2-го рода; б) 1-го рода ( $\tau = 1$  мс;  $\varphi = 16^\circ \text{нкв}$ )

### Литература:

1. Варнатц Ю., Маас У., Диббл Р. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ. – М.: Физматлит, 2003. – 352 с.
2. Иевлев В.М. Турбулентное движение высокотемпературных сплошных сред. - М.: Наука, 1975. – 278 с.
3. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: В 2-х т. Т. 1: Пер. с англ. – М.: Мир, 1990. – 384 с.
4. Дунаев В.А., Акименко Т.А. Численное моделирование и визуализация многокомпонентного газового потока // Современные научно-технические проблемы гражданской авиации: Тезисы докладов международной НТК. - М.: МГТУ ГА, 1999. - С. 93 – 94.
5. Баев В.К., Головичев В.И., Третьяков П.К. Горение в сверхзвуковом потоке. – Новосибирск: Наука, 1984. – 415 с.

6. Течение газа с подводом тепла вблизи внешней поверхности тела / Обзор БНТИ ЦАГИ. – 1971. - № 347.

7. Чесноков С.А. Химический турбулентный тепломассообмен в ДВС. - Тула: Тульский гос. ун-т, 2005. – 466 с.

## **ИННОВАЦИОННАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРА ТУРБОНАДДУВА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ**

**Боровиков А.В., Потемкина Т.В.**

(Санкт-Петербургский государственный университет сервиса и экономики);

**Симонов А.М.**

(Санкт-Петербургский государственный политехнический университет)

Сегодня самую многочисленную группу в номенклатуре выпускаемых двигателей внутреннего сгорания составляют транспортные дизели, к которым кроме автотранспортных, в связи с ужесточением требований по эффективности работы на нерасчетных режимах, относят тепловозные и судовые, устанавливаемые на маневровые агрегаты и суда нового поколения типа «река – море». Поэтому повышение эффективности работы транспортных дизелей является крупной хозяйственной проблемой.

Одним из основных направлений, позволяющих форсировать транспортные дизели, увеличить их удельную мощность, обеспечить комплексное повышение показателей технического уровня, таких как топливная экономичность, компактность, надежность, экологическая безопасность, является высокоэффективный турбонаддув, осуществляемый турбокомпрессором, конструктивно состоящим из компрессора и турбины. Особая роль в конструкции отводится компрессору, как агрегату, выполняющему главную функцию. Поэтому под повышением эффективности работы компрессора следует понимать, прежде всего, повышение его к.п.д., пологость протекания нагрузочных характеристик и обеспечение равномерности подачи воздуха в цилиндры дизеля.

Совершенствованием компрессоров турбонаддува занимаются многие ведущие предприятия и научные организации ряда отраслей. Однако, при больших достигнутых успехах многие задачи еще не решены, либо решены для конкретных моделей турбокомпрессоров и их элементов. По основным технико-экономическим характеристикам отечественные турбокомпрессоры наддува транспортных дизелей, так же как и характеристики самих дизелей [1] еще отстают от зарубежных аналогов. Рост давления наддува и к.п.д. ограничивается с одной стороны отсутствием современных технологий, с другой стороны малым числом глубоких научных работ, рекомендаций и обобщений. Имеющийся экспериментальный материал получен в постановке многопараметричности влияния без поэлементного исследования и анализа, что не позволяет сделать выводы о причинах повышения или снижения эффективности тех или иных элементов ступени. В глобальной постановке – отсутствует технология формирования проточной части компрессора турбонаддува транспортного дизеля, позволяющая разрабатывать высокоэффективные агрегаты в широких диапазонах геометрических, газодинамических и режимных параметров.

В данном исследовании предлагается инновационная методика, включающая в себя несколько этапов: