

УДК 621.43.052

Ф.И.Абрамчук, А.Н.Кабанов, В.Н.Муратов, А.П.Кузьменко, Г.В. Майстренко
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕМПЕРАТУР СГОРЕВШЕЙ И НЕСГОРЕВШЕЙ СМЕСИ В ЦИЛИНДРЕ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ВЫСОКОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ СИСТЕМОЙ ЗАЖИГАНИЯ

Выполнен анализ моделей расчета температур в цилиндре двигателя, выполнено сравнение результатов с экспериментальными данными. Предложены зависимости для расчета температур сгоревшей и несгоревшей смеси.

Ключевые слова: *двухзонная модель, процесс сгорания, характеристика тепловыделения.*

Введение

Расчет процесса сгорания является наиболее важной и ответственной частью любой математической модели рабочего процесса ДВС. Именно погрешность расчета процесса сгорания как правило определяет погрешность расчета индикаторных показателей цикла – мощностных (p_i) и экономических (η_i).

В настоящее время наиболее эффективным методом расчета процесса сгорания признана методика Вибе. Благодаря удачному сочетанию простоты и эффективности, данная методика получила признание как у отечественных, так и у зарубежных исследователей.

Эта методика создавалась в те времена, когда вопросы токсичности автомобильного двигателя практически не рассматривались. Однако в дальнейшем значение этих вопросов все больше увеличивалось и сейчас в угоду токсичности иногда даже ухудшают мощностные и экономические показатели. Соответственно, расчет показателей токсичности двигателя является такой же важной задачей, как и расчет мощностно-экономических показателей.

Залогом точности расчета показателей токсичности (и в первую очередь – концентрации NO_x в отработавших газах) является точность расчета температур в цилиндре в процессе сгорания. При расчете рабочего процесса по методике Вибе рассчитывается так называемая среднетермодинамическая температура в цилиндре. Эта температура, как правило рассчитывается по уравнению состояния – давление, удельный объем, объемные доли и характеристики компонентов смеси в каждый момент времени известны. Однако многочисленные исследования показали, что такой подход к определению температуры не может быть использован для расчета показателей токсичности, так как дает очень большую погрешность расчета [1, 2].

Как следствие, появились многочисленные так называемые зонные модели, в которых объем цилиндра в процессе сгорания разбивался на так называемые зоны – участки с одинаковой температурой, количество которых может изменяться в пределах от двух до бесконечности [3]. Выбор модели, которая с достаточной точностью сможет рассчитать распределение температур в цилиндре газового двигателя с искровым зажиганием и при этом будет достаточно простой в использовании является в настоящее время актуальной задачей.

Анализ публикаций по теме исследования

Анализ отечественной и зарубежной литературы показал, что модели расчета процесса сгорания в двигателе можно условно разделить на несколько типов.

1. Однозонные – температура считается одинаковой по всему пространству цилиндра. К таковым, например, относится методика Вибе [4].

2. Двухзонные – пространство цилиндра разделено на зону сгоревшей и зону несгоревшей смеси. Границей между зонами является бесконечно тонкий фронт пламени [2].

3. Трехзонные – к предыдущим двум зонам добавляется зона фронта пламени [1].

4. Многозонные – пространство цилиндра разделено на множество зон с разной температурой. Зоны при этом имеют вид концентрических сферических оболочек разной толщины общим центром в зоне свечи зажигания. Такие модели могут учитывать Махе-эффект [3].

5. CFD-модели, осуществляющие численное моделирование движения воздушных потоков в цилиндре и позволяющие уменьшить размеры зон фактически до размеров материальных точек (в зависимости от мощности вычислительной техники) [5].

Цель исследования

Целью данного исследования является выбор и обоснование математической модели расчета процесса сгорания в газовом двигателе с искровым зажиганием, позволяющей с достаточной точностью выполнить расчет показателей токсичности цикла.

Описание модели

Из перечисленных выше моделей элемента эмпиризма лишены только CFD-модели, однако их использование по затратам времени и человеческих ресурсов иногда может быть сравнимо с экспериментальным исследованием, а стоимость программного обеспечения может составлять десятки тысяч долларов. Для большинства же исследований необходим относительно простой и дешевый способ.

Трехзонные модели учитывают процессы, проходящие во фронте пламени, с учетом температуры фронта пламени. Расчет таких моделей возможен только в том случае, если характеристика тепловыделения рассчитывается с учетом скорости распространения пламени. Однако экспериментальное определение толщины фронта пламени и его скорости в условиях развитого турбулентного горения является достаточно сложной задачей. Кроме того, сами уравнения скорости фронта пламени не лишены элемента эмпиризма. Так, в [6] показано, что для расчета скорости фронта пламени в газовом двигателе с искровым зажиганием лучше всего подходит следующее уравнение:

$$u_T = u_i \left(1 + A_G \cdot \left(\frac{u'}{u_i} \right)^{n_{ST}} \cdot Re^{m_{ST}} \right), \quad (1)$$

где A_G – эмпирический множитель ($A_G = 0,62$); m_{ST} , n_{ST} – эмпирические коэффициенты ($m_{ST} = 0,25$, $n_{ST} = 0,5$); u' – средняя скорость турбулентных пульсаций, м/с; Re – число Рейнольдса.

Модель достаточно точно описывает характеристику тепловыделения двигателя 4ГЧ 7,5/7,35, однако, в отличие от модели Вибе, в ней фигурирует одновременно три эмпирических коэффициента, которые, как показало сравнение результатов расчета с экспериментом, отличаются в зависимости от режима.

Интерес представляют модели, в которых скорость фронта пламени не учитывается, а учитывается только соотношение объемов и температур сгоревшей и несгоревшей зон. К большому достоинству таких моделей можно отнести достаточно простую экспериментальную проверку. К таковым относятся двухзонные и многозонные модели.

Авторами предлагается следующая многозонная математическая модель. Температура несгоревшей смеси, K , рассчитывается исходя из соотношений термодинамики. Несгоревшая смесь представляет собой одну зону, так как распределение температур по этой зоне незначительно [2].

Температура несгоревшей зоны, K

$$T_{u_{i+1}} = T_{u_i} \cdot \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\frac{n_u - 1}{n_u}}, \quad (2)$$

где T_u – температура несгоревшей смеси, K ; p – давление в цилиндре, МПа; n_u – показатель политропы сжатия несгоревшей смеси; i – номер расчетного шага.

Величину n_u предлагается рассчитывать по формуле

$$n_u = 1 + \frac{R_u}{C_{vu}}, \quad (3)$$

где R_u – характеристическая газовая постоянная смеси, Дж/(кг·К); C_{vu} – массовая изохорная теплоемкость смеси, Дж/(кг·К).

Температура сгоревшей смеси, K , рассчитывается как температура сгоревшей смеси на предыдущем шаге плюс приращение температуры сгоревшей смеси

$$T_{b_{i,j}} = T_{b_{i-1,j-1}} + dT_{b_{i,j}}, \quad (4)$$

где i – номер расчетного шага; j – номер зоны по порядку от свечи зажигания.

Приращение температуры сгоревшей смеси, K

$$dT_{b_{i,j}} = \left(\frac{U_i}{M_c \cdot C_{v2}} - \frac{C_{v1}}{C_{v2}} \cdot T_{u_i} \cdot (1 - x_i) - SUM_i - dx_i \cdot T_{b_{i-1,j-1}} \right) \cdot \frac{1}{x_i} \quad (5)$$

где U – внутренняя энергия газа в камере сгорания, Дж; M_c – масса заряда в надпоршневом пространстве, кг; C_{v1} , C_{v2} – массовые изохорные теплоемкости несгоревшей и сгоревшей смеси соответственно; dx – приращение доли выгоревшего топлива за цикл; SUM – сумма, учитывающая элементарное приращение температуры продуктов сгорания

$$SUM_{i,j} = SUM_{i-1,j-1} + dx_{i-1,j-1} \cdot T_{b-1,j-1} \cdot E_{i-1,j-1} \quad (6)$$

где E – коэффициент адиабатного сжатия продуктов сгорания

$$E_i = \left(\frac{p_{i-1}}{p_i} \right)^{\frac{1}{n_b} - 1}, \quad (7)$$

где n_b – показатель политропы сжатия сгоревшей смеси

$$n_b = 1 + \frac{R_b}{C_{vb}}. \quad (8)$$

Фактически, отличие двухзонной модели от многозонной в том, что из уравнений (4-6) исключается номер зоны j . Если мы в каждом шаге расчета принимаем $j = 1$, данная модель превращается в двухзонную.

Результаты исследования

Для моделирования содержания токсичных веществ в цилиндре двигателя на основании температур, полученных в результате расчета с использованием рассматриваемых моделей, использовалась методика, приведенная в [7].

К достоинствам двухзонной математической модели можно отнести возможность простой прямой экспериментальной проверки – достаточно обработать индикаторную диаграмму с целью получения кривой тепловыделения.

Следовательно, несмотря на большую точность моделирования по трехзонной модели в конкретном случае, в общем случае для моделирования процесса сгорания в газовом двигателе с искровым зажиганием более предпочтительно использовать двухзонную модель. Для расчета характеристики тепловыделения предлагается использовать модель Вибе с уточнением, предложенным в [8].

На рис. 1 можно сравнить результаты расчетных исследований с результатами математического моделирования по предложенной авторами двухзонной модели. Экспериментальный режим, с которым сравниваются результаты математического моделирования, был получен на газовом двигателе 4ГЧ 7,5/7,35 с высокоэнергетической системой зажигания. Параметры режима следующие: частота вращения коленчатого вала $n = 4500 \text{ мин}^{-1}$; $\eta_v = 0,79$; $\alpha = 1,05$; $\varepsilon = 11,8$; $\theta = 32$ град. пкв до ВМТ.

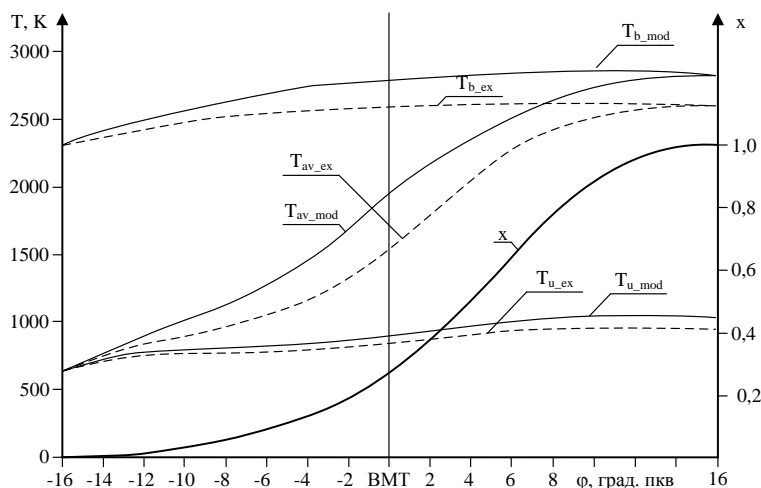


Рис. 1. Результаты математического моделирования температур в цилиндре двигателя по двухзонной модели в сравнении с экспериментом: x – характеристика тепловыделения; T_{u_ex} , T_{u_mod} – температура несгоревшей смеси, эксперимент и расчет соответственно; T_{b_ex} , T_{b_mod} – температура сгоревшей смеси, эксперимент и расчет соответственно; T_{av_ex} , T_{av_mod} – средняя температура смеси в цилиндре, эксперимент и расчет соответственно

Количество теплоты, переданной в стенки камеры сгорания, рассчитывается по закону Ньютона-Рихмана

$$Q_w = \alpha_{tepl} \cdot F_w \cdot (T_{sm} - T_w), \tag{9}$$

где α_{tepl} – коэффициент теплоотдачи в стенки камеры сгорания, Вт/(м²·К); T_{sm} – температура смеси в цилиндре, К; T_w – температура поверхностей камеры сгорания, К; F_w – площадь поверхностей камеры сгорания, м².

Для расчета коэффициента теплоотдачи в стенки камеры сгорания использовалась формула Аннанда

$$\alpha_{tepl} = 0,26 \cdot \lambda_{sm} \cdot \frac{\rho_{sm}^{0,7} \cdot C_m^{0,7}}{\mu_{dinsm}^{0,7} \cdot D_c^{0,3}} + 2,1 \cdot 10^{-13} \cdot (T_{sm}^4 - T_w^4), \tag{10}$$

где λ_{sm} – теплопроводность смеси в цилиндре, Вт/(м·К); ρ_{sm} – плотность газа, кг/м³; C_m – средняя скорость поршня, м/с; μ_{dinsm} – динамическая вязкость смеси, Па·с.

Результаты расчета температур в цилиндре в процессе сгорания с учетом теплопередачи приведены на рис. 2.

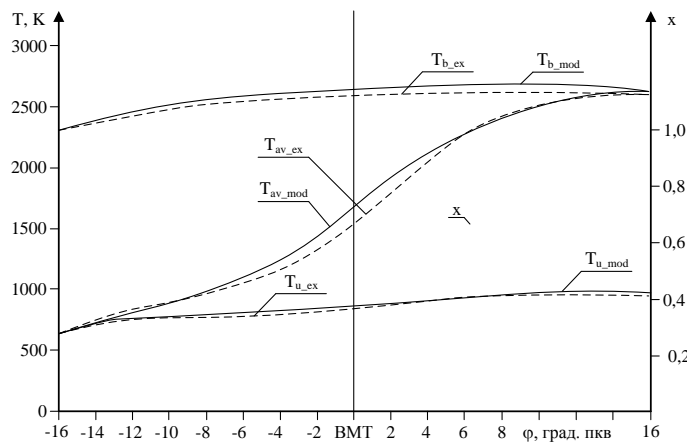


Рис. 2. Результаты моделирования температур сгоревшей и несгоревшей зон с учетом теплопередачи в стенки камеры сгорания: x – характеристика тепловыделения; T_{u_ex} , T_{u_mod} – температура несгоревшей смеси, эксперимент и расчет соответственно; T_{b_ex} , T_{b_mod} – температура сгоревшей смеси, эксперимент и расчет соответственно; T_{av_ex} , T_{av_mod} – средняя температура смеси в цилиндре, эксперимент и расчет соответственно

В таблице 1 приведены результаты сравнения расчетов концентрации NO_x с помощью однозонной классической модели Вибе, двухзонной, трехзонной и многозонной моделей в сравнении с экспериментом. В трехзонной модели использовалась методика из [6] (уравнение (1)), в остальных случаях для расчета использовалась экспериментальная характеристика тепловыделения.

Таблица 1

Сравнение результатов расчета показателей токсичности для различных математических моделей с результатами эксперимента

NO_x Экспе- римент	NO_x Одно- зонная мо- дель	NO_x Двух- зонная модель	NO_x Трех- зонная модель	NO_x Много- зонная модель	n	N_e	p_i	η_i
ppm	ppm	ppm	ppm	ppm	мин ⁻¹	кВт	МПа	–
500	320	420	558	425	1600	9,84	0,655	0,225
716	505	586	755	578	2000	12,6	0,728	0,281
1354	826	1122	1295	1119	3000	21,2	0,915	0,344
1459	1055	1268	1365	1296	3500	24,28	0,945	0,360
1555	1187	1347	1688	1322	4500	29,32	0,923	0,365
1712	1234	1612	1748	1624	5000	31,53	0,911	0,367

Результаты расчетов показывают, что результаты моделирования показателей токсичности по двухзонной и многозонной модели практически не отличаются – среднее отличие в расчетах составляет 1-2 %. Очевидно, это связано с наличием интенсивного вихревого движения заряда в цилиндре, а многозонная модель предполагает, что слои не перемешиваются.

Трехзонная модель показывает большую точность расчета чем двухзонная. Однако проблемы с моделированием объемов не позволяют применять её ко всем типам двигателей, что существенно снижает её ценность для практических исследований. Фактически, под каждый тип камеры сгорания необходимо создавать свою достаточно сложную математическую модель [9].

Отличие результатов расчета от трехзонной составило в среднем около 10 %. При этом, двухзонная модель применима к двигателю с любой формой камеры сгорания и допускает использование любых уравнений характеристик тепловыделения. Следовательно, для расчета токсичности отработавших газов авторы рекомендуют использовать двухзонную модель.

Выводы

1. Для математического моделирования распределения температур в цилиндре в процессе сгорания в газовых двигателях с искровым зажиганием целесообразно использовать двухзонную модель как дополнение к модели Вибе.

2. Предложены многозонная и двухзонная математические модели процесса сгорания.

3. Показано, что двухзонная модель обеспечивает приемлемую точность расчета показателей токсичности, в частности – концентраций оксидов азота в отработавших газах NO_x .

1. Lammler C. Numerical and Experimental Study of Flame Propagation and Knock in a Compressed Natural Gas Engine: diss. for the degree of Doctor of Technical Sciences: Swiss Federal Institute of Technology. – Zurich, 2005. – 169 pp.
2. Bade Shrestha S.O., Karim G.A. A Predictive Model for Gas Fueled Spark Ignition Engine Applications / SAE Preprint, № 1999-01-3482. – 1999. – 18 p.
3. Куценко А.С. Математическое моделирование и идентификация рабочих процессов ДВС на альтернативных топливах: дис. докт. техн. наук: 05.14.05/Институт проблем машиностроения. – Харьков, 1996. – 321 с.
4. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. – М.: Машгиз, 1962. – 270 с.
5. Белов И.А., Исаев С.А. Моделирование турбулентных течений. – Санкт-Петербург: Типография БГТУ, 2001. – 108 с.
6. Ф.И. Абрамчук, А.Н. Кабанов, Г.В. Майстренко, А.П. Кузьменко. Выбор подхода к определению турбулентной скорости распространения пламени в цилиндре газового двигателя 4ГЧ 7,5/7,35. Вестник национального технического университета «ХПИ». – Тематический выпуск "Машиностроение". – 2009. – №47. – С. 112-126.
7. Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н. Расчётная оценка эколого-химических показателей газового двигателя с высокоэнергетической системой искрового зажигания // Автомобильный транспорт. – Харьков: ХНАДУ. – 2007. – № 20. – С. 63 – 67. Здобувачем проведено розрахункове дослідження утворення шкідливих речовин у відпрацьованих газах двигуна на СПГ.
8. Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н. Методика расчёта процесса сгорания газового двигателя с высокоэнергетической системой зажигания // Двигатели внутреннего сгорания. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2007. – № 2. – С. 67 – 73. Здобувачем уточнена методика розрахунку процесу згорання газового двигуна, розроблена методика отримання змінного показника згорання за І.І. Вібе з експериментальної індикаторної діаграми.
9. Абрамчук Ф.И., Кабанов А.Н., Майстренко Г.В., Кузьменко А.П. Методика расчета объемов сгоревшей и несгоревшей смеси в цилиндре газового двигателя 4ГЧ 7,5/7,35 в многозонной математической модели сгорания. Вестник НТУ "ХПИ": Сборник научных трудов. – Тематический выпуск "Автомобиле- и тракторостроение". – Харьков: НТУ "ХПИ", 2010. – № 1. – С. 120-131.