



Электронное научное издание
«Ученые заметки ТОГУ»
2014, Том 5, № 1, С. 311 – 318

Свидетельство
Эл № ФС 77-39676 от 05.05.2010
[http://pnu.edu.ru/ru/ejournal/about/
ejournal@khstu.ru](http://pnu.edu.ru/ru/ejournal/about/ejournal@khstu.ru)

УДК 621.43

© 2014 г. Д. В. Тимошенко, канд. техн. наук

(Тихоокеанский государственный университет, Хабаровск)

ОСОБЕННОСТИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССОВ СГОРАНИЯ В ПОРШНЕВЫХ ДВС

В статье представлена математическая модель процессов сгорания в поршневом двигателе. Математическая модель обязательно должна отражать основные особенности процесса сгорания в конкретных типах поршневых ДВС (двигатели с искровым зажиганием (бензиновые или газовые), дизели). Соответственно, в первую очередь, следует рассмотреть основные физико-химические особенности горения топливовоздушных смесей в условиях камер сгорания ДВС.

Ключевые слова: математическая модель, процесс сгорания, поршневой двигатель.

D. V. Tymoshenko

PECULIARITIES OF MATHEMATICAL MODEL OF PROCESSES COMBUSTION PISTON ENGINE

The paper presents a mathematical model of the processes of combustion piston engine. Mathematical model must reflect the main features of the combustion process in specific types of piston internal combustion engine (spark-ignition engines (petrol or gas), diesel engines). Accordingly, first of all, you should consider the General physico-chemical properties of combustion of the fuel-air mixtures in the conditions of combustion chambers of the engine.

Keywords: mathematical model, the process of combustion piston engine

В двигателях с принудительным воспламенением рабочей смеси процессы смесеобразования и сгорания разделены. В этом случае горение можно рассматривать как процесс турбулентного смешения продуктов сгорания и гомогенной свежей смеси с одновременным реагированием (окислением) последней в слоях смешения.

Согласно [1] процесс формирования зоны турбулентного горения можно условно разбить на три стадии. В начальной стадии формирование зоны горения идет также как в ламинарном потоке. С некоторого момента начинается деформация и уширение фронта горения наименьшими вихрями, что приводит к росту скорости сгорания и, соответственно, скорости тепловыделения. Этот момент наступает тем раньше, чем больше число Re потока и меньше внутренний масштаб турбулентности (масштаб Колмогорова). При больших числах Re эта стадия начинается сразу же у источника воспламенения, и выделить начальную стадию практически невозможно.

С течением времени более крупные вихри значительно искривляют поверхность горения и переносят ее элементы (микромолы) в разные стороны от среднего положения. Для развитой турбулентности ($Re > 10^5$) характерно: чем больше масштаб вихря, тем больше его вклад в величину турбулентного переноса горения и меньше вклад в деформацию и расширение фронта горения. В этом случае понятие «поверхность горения» становится условным, так как, в принципе, невозможно определить ее точные границы и протяженность.

Три стадии развития зоны горения охватывают все возможные случаи горения, которые определяются интенсивностью турбулентности. Если турбулентность такова, что ее масштабы меньше либо сравнимы с шириной ламинарного фронта пламени, то процесс не выйдет из начальной стадии. Если число Re потока близко к критическому, микроструктура турбулентности не развита и средний масштаб турбулентности много больше ширины ламинарного фронта, горение будет оставаться на второй стадии, если пульсация скорости u' будет меньше скорости ламинарного фронта пламени u_H . Если пульсация скорости u' окажется больше скорости ламинарного фронта пламени u_H то процесс разовьется до третьей стадии. При этом скорость турбулентного сгорания u_T (и скорость тепловыделения) будет непрерывно возрастать от значений порядка u_H до значений существенно больших u_H . При больших числах Re ($Re > 10^5$) скорость турбулентного сгорания u_T становится много большей u_H уже на первой стадии процесса и далее остается практически постоянной.

Практический интерес для расчетов представляет определение скорости турбулентного сгорания. В работе [1] предложено следующее выражение, позволяющее соотнести скорость турбулентного сгорания со скоростью ламинарного сгорания

$$u_T = \frac{u^{0,75} u_H^{0,5}}{\nu^{0,25} l_E^{0,25}}, \quad (1)$$

где u – скорость потока, u_H – скорость ламинарного фронта пламени, ν – кинематическая вязкость, l_E – средний размер вихрей (интегральный эйлеров масштаб турбулентности).

В настоящее время наиболее развиты две модели турбулентного гомогенного горения, это:

- модель поверхностного горения;
- модель объемного горения.

В первой модели наблюдаемое увеличение скорости сгорания в турбулентном потоке по сравнению со скоростью нормального сгорания в ламинарном потоке объясняется увеличением площади пламени в результате действия турбулентных пульсаций.

При этом предполагается, что скорость сгорания нормальная к любому элементу фронта пламени постоянна и равна скорости нормального сгорания. По современным представлениям о турбулентности, данная модель будет близка к действительности в случае, когда в газовом потоке присутствуют только большие вихри с размерами, существенно превышающими ширину ламинарного фронта пламени, что наблюдается при малых числах Re .

В объемной модели предполагается, что структура турбулентного фронта пламени принципиально не отличается от структуры ламинарного фронта. Отличие заключается в большей величине коэффициента диффузии. При больших числах Re ($Re > 10^5$) ламинарная поверхность горения (ламинарный фронт пламени) не сохраняется. Однако поверхность горения можно выделить, так как в общем спектре турбулентных вихрей существуют вихри размеры, которых больше мгновенной толщины зоны турбулентного горения.

Развитием модели объемного горения является модель микрообъемного сгорания. Предполагается, что в развитом турбулентном потоке отсутствуют изогнутые фронты, распространяющиеся по законам ламинарного пламени. Зоны продуктов сгорания и свежей смеси разделены областью, содержащей микромоли продуктов сгорания и микромоли смеси. В молях, где температура достигает необходимых значений, смесь быстро сгорает по законам объемной реакции. Образовавшиеся продукты сгорания перемешиваются с молями свежей смеси, и горение распространяется дальше.

Модели сгорания в поршневых ДВС

С учетом того, как рассматривается пространство цилиндра, и какие уравнения являются базовыми, существующие модели сгорания можно условно разделить на четыре группы (рис. 1):

- однозонные модели;
- двухзонные модели;
- многозонные модели;
- модели турбулентного сгорания.

Однозонные и двухзонные модели имеют нулевую размерность и являются квазистадионарными. Многозонная модель также является квазистационарной.

С других позиций, в двух- и многозонных моделях используется, так называемый, реакторный подход. То есть моделируемый объем разделяется на гомогенные зоны (реакторы) с однородным распределением параметров. Одиночный реактор – это реагирующая система переменного объема, которая может обмениваться теплом и массой с окружающей средой, имеет переменные по времени параметры состояния и может двигаться.

Однозонные модели. В основу данных математических моделей положены следующие предположения:

- термодинамические параметры и состав рабочего тела в любой момент времени одинаковы по всему объему цилиндра;
- элементарная часть топливно-воздушной смеси образуется (в случае дизельного двигателя), сгорает и полностью перемешивается с оставшейся частью заряда мгновенно.

Базовым уравнением моделей является уравнение первого закона термодинамики для закрытых систем

$$d(m c_V T) = dQ_W + dQ_X - pdV \quad .(2)$$

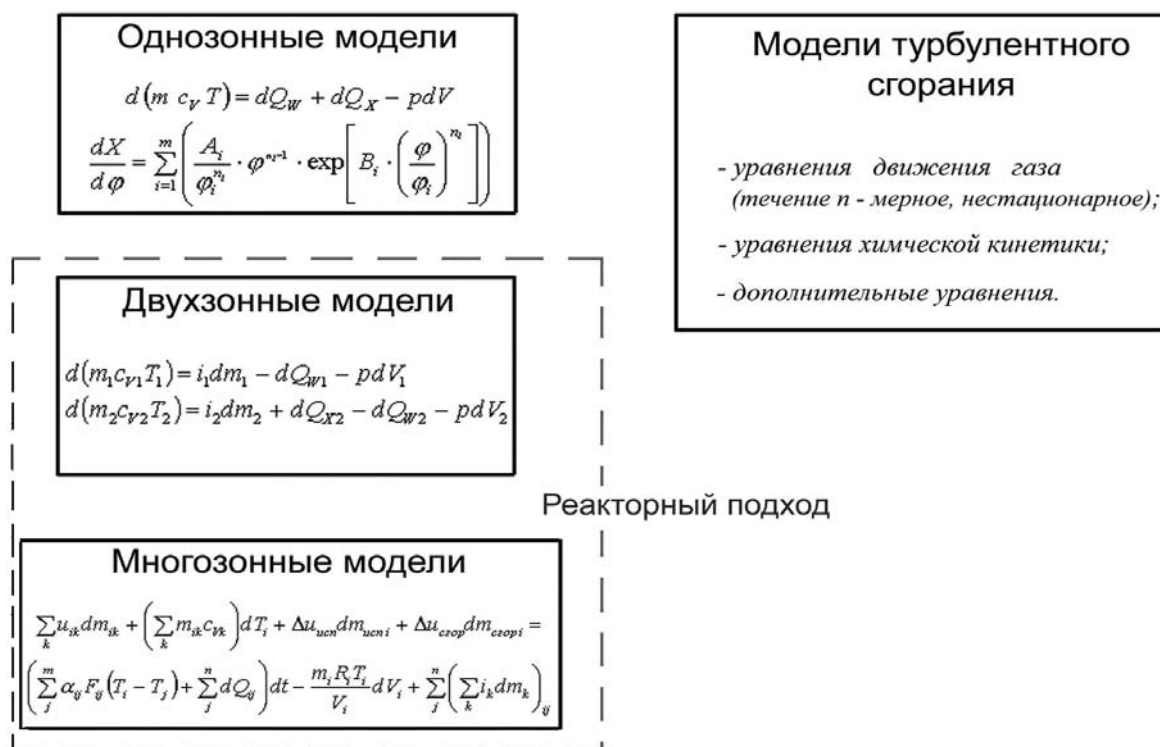


Рис. 1. Модели сгорания в поршневых ДВС

Тепловой эффект процесса сгорания dQ_X представлен, обычно, скоростью видимого тепловыделения. Предложено значительное количество зависимостей аппроксимирующих реальные характеристики тепловыделения. В основу большинства зависимостей положены частные случаи общего закона для плотности вероятности непрерывной случайной величины

$$\frac{dX}{d\varphi} = \sum_{i=1}^m \left[\frac{A_i}{\varphi_i^{n_i}} \cdot \varphi^{n_i-1} \cdot \exp \left[B_i \cdot \left(\frac{\varphi}{\varphi_i} \right)^{n_i} \right] \right], \quad (3)$$

где n_i, φ_i – некоторые положительные величины, индивидуальные для каждого конкретного закона; A_i, B_i – коэффициенты, определяемые при $X_{max} = 1$.

Из общего закона при $n = 1$ можно получить широко используемую зависимость Вибе И. И. При $n_1 = n_2 = 2$ можно получить зависимость Дьяченко Н.Х., Магидовича Л.Е., Пугачева Б.П., при $n_1 = 3,5$ и $n_2 = 1,5$ зависимость Алексева В.А. и Петрова В.А.

Параметры, входящие в уравнение (2), имеют вполне определенный физический смысл: продолжительность тепловыделения в каждой фазе процесса до достижения максимума, периоды запаздывания начала тепловыделения и максимальное тепловыделение по фазам.

Общим недостатком моделей, использующих аппроксимацию характеристик тепловыделения, является отсутствие связи с законом подачи топлива. Попытки установить эту связь, как правило, не дают существенных положительных результатов, так как появляется ряд дополнительных параметров, для оценки которых требуется значительный объем экспериментальных данных. Наиболее перспективен в этой области метод Разлейцева Н.Ф. [2], использующий кинетические уравнения испарения и выгорания топлива для расчета характеристики тепловыделения. Однако алгоритм данного метода содержит около пятидесяти алгебраических уравнений и требует задания около тридцати коэффициентов и констант, что затрудняет его использование.

Однозонные модели в принципе не позволяют определять состав и количество

токсичных компонентов отработанных газов, так как имеют дело со средними по цилиндру термодинамическими параметрами. Все методики оценки токсичности по данным однозонных моделей являются чисто эмпирическими.

Двухзонные модели. Эти модели чаще всего используются при расчетах процессов сгорания в двигателях с принудительным воспламенением рабочей смеси [3, 4, 5]. Основными допущениями двухзонной модели являются:

- объем, занимаемый рабочим телом, разделен бесконечно тонким фронтом пламени на две зоны: зону несгоревшей рабочей смеси и зону продуктов сгорания;
- в произвольный момент времени каждая зона является гомогенной, состав продуктов сгорания принимается равновесным;
- предполагается, что скорость сгорания значительно меньше, чем скорость звука, поэтому давление в зонах считается одинаковым, а температуры зон различаются.

Базовыми уравнениями являются уравнения первого закона термодинамики, дополнительно учитывающие изменение массы рабочего тела в зонах

$$\begin{cases} d(m_1 c_{V1} T_1) = i_1 dm_1 - dQ_{W1} - p dV_1 \\ d(m_2 c_{V2} T_2) = i_2 dm_2 + dQ_{X2} - dQ_{W2} - p dV_2 \end{cases} \quad (4)$$

Индексами «1» и «2» обозначены зона несгоревшей рабочей смеси и зона продуктов сгорания соответственно.

Для расчета тепла, выделившегося в зоне продуктов сгорания dQ_{X2} , может быть использован любой из способов расчета тепловыделения, применяемый для однозонных моделей. В несгоревшей зоне тепловыделение отсутствует.

Расчет теплообмена представляет собой более сложную задачу, что связано с наличием двух зон с существенно отличающейся температурой.

Уравнения теплового баланса для обеих зон выглядят следующим образом:

$$\frac{dQ_{W1}}{dt} = \alpha_1 F_{W1} (T_1 - T_W) + k F_P (T_1 - T_2), \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{dQ_{W2}}{dt} = & \alpha_2 F_{W2} (T_2 - T_W) + k F_P (T_2 - T_1) + \\ & + \varepsilon \sigma_0 \left\{ F_{W2} \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_W}{100} \right)^4 \right] + F_P \left[\left(\frac{T_2}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 \right] \right\}. \end{aligned} \quad (6)$$

Для несгоревшей зоны учитывается конвективный теплообмен со стенками цилиндра и зоной продуктов сгорания (первое и второе слагаемое уравнения (5) соответственно). Для зоны продуктов сгорания дополнительно рассматривается лучистый теплообмен со стенками цилиндра и несгоревшей зоной. Удовлетворительный результат можно получить только при правильном задании коэффициентов теплоотдачи a_1 , a_2 , коэффициента теплопередачи между зонами k , теплопередающих площадей F_{W1} , F_{W2} и площади разделения зон F_P , что весьма проблематично.

Рассмотрим основные особенности математической модели, предложенной Матиевским Д.Д., Свердловым М.Ю. и другими для двигателя с искровым зажиганием [5]. Данную модель с некоторыми оговорками можно отнести к двухзонным моделям сгорания. Авторы сделали попытку учесть влияние геометрии камеры сгорания на динамику процесса.

В основу модели легли следующие предположения и допущения:

- несмотря на турбулентный характер горения распространяющееся пламя тонкое, то есть размер камеры велик по сравнению с шириной зоны пламени;
- процесс горения адиабатический и медленный, поэтому давление одинаково во всех точках камеры сгорания и изменяется только во времени;

- параметры смеси в момент зажигания, соответствующий углу поворота коленчатого вала, предполагаются известными;

- эти допущения позволяют рассмотреть процесс сгорания, как процесс перемещения фронта пламени с некоторой переменной скоростью по объему камеры сгорания.

Для определения скорости тепловыделения используется полуэмпирическое выражение следующего вида

$$\frac{dx}{d\varphi} = D_p S_r \left[\frac{(1-x)}{\omega_u} \right] f(\pi), \quad (7)$$

где D_p – коэффициент турбулентной диффузии, S_r – нормальная (ламинарная) скорость пламени, ω_u – функция состояния смеси перед фронтом пламени, $f(\pi)$ – относительная площадь поверхности активного пламени.

Относительная площадь поверхности активного пламени определяется с использованием интегральных геометрических соотношений отдельно для каждого типа камер сгорания и ряда эмпирических соотношений. Коэффициент турбулентной диффузии и скорости пламени, также определяются по эмпирическим соотношениям в зависимости от состава смеси, фактора турбулентности пламени, размеров цилиндра и частоты вращения.

При относительной простоте реализации и приемлемой точности модели свойственны следующие недостатки:

- слабый учет турбулентного характера горения смеси;
- значительная доля эмпиризма, необходимость привлечения дополнительных экспериментальных данных;
- не рассматриваются химические реакции и кинетика сгорания, что не позволяет получить характеристики токсичности отработавших газов.

Многозонные модели. Данные модели являются попыткой получить более реальную картину локальных параметров в цилиндре, используя базовые подходы одно- и двухзонных моделей [3, 4]. При этом предполагается следующее:

- рабочий объем цилиндра разбивается на конечное число элементов (объемных зон), в общем случае различающихся по массе;
- в объемных зонах происходит испарение и сгорание попавшего топлива с установлением равновесного состава продуктов сгорания;
- для каждого элемента учитывается тепло- и массообмен с соседними элементами;
- давление во всех объемных зонах одинаковое и равно давлению в цилиндре.

Изменение внутренней энергии i -ой зоны записывается через уравнение первого закона термодинамики, в котором учитывается массообмен с прилегающими зонами, испарение топлива (для дизеля) и его сгорание, теплообмен и механическая работа; рассматривается k компонентов рабочего тела

$$\sum_k u_{ik} dm_{ik} + \left(\sum_k m_{ik} c_{V_k} \right) dT_i + \Delta u_{ucn} dm_{ucn\ i} + \Delta u_{cзop} dm_{cзop\ i} = \left(\sum_j^m \alpha_{ij} F_{ij} (T_i - T_j) + \sum_j^n dQ_{ij} \right) dt - \frac{m_i R_i T_i}{V_i} dV_i + \sum_j^n \left(\sum_k i_k dm_k \right)_{ij}, \quad (8)$$

где n – число зон, прилегающих к i -ой зоне; m – число участков поверхности, прилегающих к i -ой зоне; dQ_{ij} – теплообмен с прилегающими зонами.

Для решения системы уравнений (8) необходимо задать закон распределения топлива или топливовоздушной смеси по объему камеры сгорания. Расчет скорости сгорания производят, считая горение бимолекулярной реакцией между парами топлива и

кислородом воздуха, более сложные представления, учитывающие цепной характер реакций, не используются.

Расчет теплообмена упирается в определение локального коэффициента теплообмена a_{ij} и коэффициента теплопередачи между зонами. Наиболее точно это может быть выполнено только с привлечением сложных экспериментальных исследований. Второй путь – использование усредненного по поверхности квазистационарного коэффициента теплоотдачи. Оба пути не свободны от недостатков.

Многозонные модели характеризуются довольно высоким уровнем сложности, однако не требуют применения специализированных методов для интегрирования базовой системы дифференциальных уравнений. При правильном задании распределения топлива или состава смеси, можно получить достаточно точную оценку токсичности отработанных газов.

Модели турбулентного сгорания. Точная математическая модель процесса сгорания предполагает представление рабочего тела в цилиндре в виде системы с распределенными параметрами, что, в свою очередь, связано с решением системы дифференциальных уравнений в частных производных, дополненных уравнениями химической кинетики горения углеводородов, образования окислов азота и других токсичных компонентов.

В модели, предложенной в монографии [6], был реализован следующий алгоритм:

1. Рассчитывается поле скорости в цилиндре для периодов наполнения, сжатия, сгорания и расширения в предположении, что смесь химически не реагирует. Решается система уравнений Навье – Стокса, осредненная по Фавру. Турбулентный перенос описывается $k - \varepsilon$ моделью.

2. Определяется поле коэффициентов избытка воздуха в цилиндре перед сгоранием. Предполагается, что основную роль в образовании горючей смеси играют конвекция и турбулентная диффузия, в результате появляется возможность при известном поле скорости в цилиндре решить дифференциальное уравнение неразрывности паров топлива

$$\frac{\partial g_P}{\partial t} + u \frac{\partial g_P}{\partial x} + v \frac{\partial g_P}{\partial y} = D_P \left(\frac{\partial^2 g_P}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 g_P}{\partial y^2} \right), \quad (9)$$

где g_P – массовая доля паров топлива; D_P – турбулентный коэффициент диффузии паров топлива в воздухе.

3. Решается задача химического турбулентного теплообмена. В качестве общих исходных данных используются поле скорости в камере сгорания, поле коэффициента турбулентного обмена и поле коэффициента избытка воздуха. Решаемая система дифференциальных уравнений сформирована уравнением энергии фракции продуктов сгорания, уравнением сохранения массы компонентов продуктов сгорания и транспортными уравнениями $k - \varepsilon$ модели турбулентности.

Для определения источников массы и теплоты в каждой точке камеры сгорания и времени решается система уравнений химической кинетики с дополнительным уравнением энергии, записанная в нульмерной постановке для реакций окисления модельного топлива (н-октан – C_8H_{18}) и азота воздуха

$$\begin{cases} \frac{dr_j}{dt} = \sum_j S_{ij} \\ c_v \frac{dT}{dt} = \frac{1}{\mu} \sum_{ij} H_{ij} S_{ij} - \left(\alpha F(T - T_W) + p \frac{dV}{dt} \right) \frac{1}{m}, \end{cases} \quad (10)$$

где r_j – мольная доля частиц j ; S_{ij} и H_{ij} – скорость и тепловой эффект i -ой реакции с участием j -ой частицы; μ – средняя молекулярная масса. Дополнительно указанная система позволяет определить перемещение фронта горения.

Модели турбулентного сгорания отличаются очень высоким уровнем сложности, требуют применения специальных методов решения и громадных затрат ресурсов ЭВМ. Потенциально эти модели могут дать наиболее точную оценку токсичности отработанных газов.

Выводы

С точки зрения практической реализации модель сгорания должна:

- учитывать турбулентное движение среды в объеме камеры сгорания (вопрос о степени детализации турбулентности остается открытым) и неравномерное распределение топлива и окислителя по объему камеры сгорания;
- учитывать реальную геометрию камеры сгорания, а также расположение клапанов, форсунки и/или свечи зажигания;
- рассчитывать интегральные за цикл концентрации основных токсичных компонентов;
- обеспечивать приемлемые затраты вычислительных ресурсов.

На наш взгляд, реализовать эти требования можно только при совмещении подходов к моделированию сгорания. Соответственно:

- турбулентное движение среды рассматривать только в периоды наполнения и сжатия до начала видимого сгорания;
- процесс сгорания рассматривать с использованием подходов многозонной модели с выделением минимально возможного количества зон;
- образование токсичных компонентов рассчитывать с использованием реакторного подхода, то есть в виде дополнительной надстройки.

Список литературы

- [1] Прудников А.Г. Процессы смесеобразования и сгорания в реактивных двигателях / А.Г. Прудников, М.С. Вольнский, В.Н. Сагалович. – М.: Машиностроение, 1971. – 356 с.
- [2] Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания топлива в дизелях / Н.Ф. Разлейцев. – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с.
- [3] Иващенко Н.А. Многозонные модели рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания / Н.А. Иващенко, Р.З. Кавтарадзе. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 58 с.
- [4] Куценко А.С. Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания на ЭВМ / А.С. Куценко. – Киев: Наука. Думка, 1988. – 104 с.
- [5] Матиевский Д.Д. Новый подход к проблеме моделирования сгорания смеси в ДВС с искровым зажиганием / Д.Д. Матиевский, П.К. Сеначин, М.Ю. Свердлов, М.А. Ильина // Ползуновский альманах. Изд-во АлГУ им. И.И. Ползунова. №2. 1999. – С. 25–32.
- [6] Чесноков С.А. Химический турбулентный тепломассообмен в двигателях внутреннего сгорания / С.А. Чесноков. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2005. – 466 с.