угла опережения впрыскивания топлива, со стороны предельной механической нагруженности деталей кривошипно-шатунного механизма (ограничения максимального давления цикла).

При увеличении опережения начала подвода теплоты также растет средневзвешенная температура цикла  $T_{\rm sr}$  и, соответственно, теплонапряженность деталей камеры сгорания, преимущественно за счет роста средней температуры во время активного тепловыделения  $T_{\rm sr1}$ .



Рис.3. Моделирование рабочего цикла ДВС

Рассмотренная модель позволяет также исследовать влияние перераспределения топлива, сгорающего в кинетической и диффузионной стадиях в дизеле, общей продолжительности сгорания и ряда других параметров, оставаясь достаточно простой для самостоятельного использования студентами.

## Литература:

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, А.С. Орлин, В.И. Ивин и др. – Под. ред. Орлина А.С. и Круглова М.Г. – М.: Машиностроение, 1983.

2. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя / Б.С. Стечкин, К.И. Генкин, В.С. Золотаревский, И.В. Скородинский. – М.: Изд-во АН СССР, 1960.

# МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ИНДИКАТОРНОГО ПРОЦЕССА В ДВИГАТЕЛЕ С САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ ГОМОГЕННОЙ МЕТАНОВОЗДУШНОЙ СМЕСИ

## Злотин Г.Н., Федянов Е.А., Иткис Е.М., Кузьмин В.Н.

(Волгоградский государственный технический университет)

В настоящее время одним из перспективных направлений совершенствования поршневых ДВС является переход к новому способу организации процесса сгорания, основанному на самовоспламенении гомогенного заряда в результате сжатия – процесса HCCI.

Для того чтобы избежать недопустимо больших градиентов давления при самовоспламенении топлива, в двигателях с таким рабочим процессом в основном используются бедные топливовоздушные смеси, что позволяет существенно повысить топливную экономичность и снизить выбросы оксидов азота, а также твердых частиц. Процесс HCCI представляется наиболее перспективным при использовании газовых топлив, в первую очередь природного газа.

Одной из основных проблем, возникающих при создании двигателей с процессом HCCI для транспортных машин, является управление моментом начала активного тепловыделения. Решению указанной проблемы могут способствовать математические модели рассматриваемого рабочего процесса, позволяющие исследовать влияние на указанные процессы конструктивных, режимных, регулировочных факторов, а также внешних условий.

В двигателях с HCCI-процессом топливовоздушная смесь гомогенна и практически однородна по составу во всем объеме камеры сгорания. С учетом этого для описания индикаторного процесса можно использовать однозонную модель, основными уравнениями которой являются уравнения сохранения энергии и состояния идеального газа:

$$\begin{cases} \frac{dQ}{d\phi} + \frac{\alpha_{\Sigma}(T_{W} - T)}{\pi n/30} A = p \frac{dV}{d\phi} + c_{V} m \frac{dT}{d\phi}; \\ pV = mRT; \end{cases}$$
(1)

где p, V, T – соответственно давление, объем и температура в камере сгорания;  $\phi$  – угол поворота коленчатого вала двигателя; n – частота вращения коленчатого вала двигателя; m, R – соответственно масса и газовая постоянная метановоздушной смеси в камере сгорания; с<sub>v</sub> – теплоемкость смеси; Q – теплота, выделяющаяся при сгорании топливовоздушной смеси;  $\alpha_{\Sigma}$  – суммарный коэффициент теплоотдачи; T<sub>w</sub> – средняя температура стенок камеры сгорания; A – площадь поверхности камеры сгорания.

Основной особенностью модели является способ вычисления тепловыделения в камере сгорания. Для этого использована подмодель тепловыделения, основанная на вычислении кинетики горения топлива. Она представляет собой систему уравнений, которая включает уравнение закона действующих масс и уравнения закона Аррениуса для определения скоростей реакций различных типов:

$$\frac{dc_i}{d\tau} = \sum_j W_{ij};$$

$$W_{ij} = \pm k_j c_{\beta};$$
(2)
(3a)

$$W_{ij} = \pm k_j c_\beta c_\gamma; \tag{36}$$

$$W_{ij} = \pm k_j c_\beta c_\gamma c_M; \tag{3B}$$

где і – номер компонента; j – номер реакции;  $\beta$ ,  $\gamma$  – различные значения i;  $\tau$  – текущее время; c<sub>i</sub> – мольные концентрации компонентов; c<sub>M</sub> – мольная концентрация активных центров; W – скорость реакции; k<sub>j</sub> – константа скорости j-ой реакции.

Уравнение (3а) используется для расчета скоростей мономолекулярных реакций, уравнение (3б) – бимолекулярных реакций и уравнение (3в) – тримолекулярных реакций. В результате анализа способов определения мольной концентрации активных центров, приведенных в различных источниках, была выбрана формула:

 $c_{\rm M} = 0.4c_{\rm N_2} + 0.4c_{\rm O_2} + 0.75c_{\rm CO} + 1.5c_{\rm CO_2} + 6.5c_{\rm H_2O} + 3c_{\rm CH_4} + c_{\rm H_2};$ (4)

где с<sub>N2</sub>, с<sub>O2</sub>, с<sub>CO</sub>, с<sub>CO2</sub>, с<sub>H2O</sub>, с<sub>CH4</sub>, с<sub>H2</sub> – мольные концентрации соответственно азота, кислорода, монооксида углерода, диоксида углерода, воды, метана и водорода.

Теплота, выделившаяся на каждом расчетном шаге, вычисляется через энтальпии компонентов, участвующих в химических реакциях:

$$Q = \sum_{i=1}^{s} \left( \sum_{j=1}^{m} \Delta c_{ij} \Delta H_j - \sum_{k=1}^{n} \Delta c_{ik} \Delta H_k \right);$$
(5)

где  $\Delta c_{ij}$  и  $\Delta c_{ik}$  – соответственно количество j-го компонента, израсходованного в iой реакции, и количество k-го компонента, образовавшегося в i-ой реакции;  $\Delta H_j$  и  $\Delta H_k$  – энтальпии образования соответственно j-го и k-го компонентов; m и n – количество компонентов соответственно израсходованных и образовавшихся в i-ой реакции; s – количество реакций в кинетической схеме.

Предполагается, что в пределах расчетного шага по времени все реакции протекают независимо друг от друга. Решение системы ведется методом Эйлера с переменным шагом по времени. Это обусловлено тем, что скорости реакций в течение процесса горения значительно возрастают. Расчет завершается при выделении 95% от всей теплоты сгорания топлива.

Для расчета теплоотдачи использована формула Вошни, модифицированная с учетом результатов исследований теплоотдачи в двигателях с HCCI-процессом, приведенных в работе [1].

Верификация модели осуществлена на основе результатов, полученных рядом исследователей. На первом этапе верификации проведена проверка точности воспроизведения моделью момента начала активного тепловыделения, при этом одновременно была выбрана кинетическая схема, которая, на наш взгляд, лучше всего соответствует условиям двигателя. Для этого с помощью подмодели тепловыделения были проведены расчеты процессов горения метана в условиях адиабатной камеры сгорания постоянного объема при использовании нескольких известных кинетических схем. Условия адиабатной камеры позволили исключить на этом этапе проверки модели влияние таких факторов как переменный объем и теплоотдача в стенки.

Экспериментальной базой для сравнения послужили результаты ряда исследований, обобщенные в работе [2]. Приведенные там опытные данные были получены на машинах быстрого сжатия и ударных трубах, при условиях, близких к моделируемым. В качестве критерия оценки адекватности расчетов нами была выбрана длительность фазы предпламенных реакций τ<sub>I</sub>. Эта фаза завершается в тот момент, когда текущее давление становится больше первоначального на 5 %. На рис.1 в качестве примера показаны зависимости продолжительности фазы предпламенных реакций от начальной температуры смеси, построенные на основе экспериментальных данных (линии 1-5) и по результатам расчетов с использованием двух вариантов кинетических схем: схемы В.Я. Басевича (линия 6) и схемы университета Сан-Диего (линия 7). Последняя широко используется для описания процессов горения во фронте пламени метановоздушной смеси. Как экспериментальные данные, так и результаты расчетов получены для стехиометрической смеси (α=1,0) при начальном давлении p<sub>н</sub>=15 бар. Начальная температура смеси T<sub>н</sub> изменялась в диапазоне от 800 до 2000 К, что соответствует условиям в камере сгорания ДВС при достижении поршнем ВМТ.

Как видно, зависимости длительности фазы предпламенных реакций от температуры, полученные с помощью названных кинетических схем горения метана, существенно различаются. Схема В.Я. Басевича дает хорошее совпадение с экспе-

риментом во всем диапазоне температур, в то время как схема Сан Диего – только в области высоких температур (1700–2000 К).

В целом первый этап верификации модели показал, что наилучшее воспроизведение момента начала активного тепловыделения обеспечивает кинетическая схема горения метана, предложенная В.Я. Басевичем. Эта схема принята для дальнейших исследований.

На втором этапе проверки модели проводилось сравнение результатов моделирования процесса HCCI, полученных с помощью нескольких известных моделей этого процесса [3] и с помощью предлагаемой модели. Кроме того, было проведено сопоставление результатов моделирования с экспериментальными данными.



Рис. 1. К выбору кинетической схемы горения метана для моделирования процесса HCCI

Сравнение индикаторных диаграмм показало хорошее совпадение с результатами моделирования, проведенного другими исследователями. Вместе с тем, сопоставление результатов моделирования с экспериментальными данными приводит к выводу о том, что большинство моделей предсказывают более высокую динамику нарастания давления в основной фазе рабочего процесса, чем это наблюдается в экспериментах. Так, на рис.2 приведены в качестве примера индикаторные диаграммы, полученные с помощью предлагаемой модели и экспериментально на двигателе Volvo TD100 [4] при постоянной нагрузке (n=1000 мин<sup>-1</sup>). Исходные параметры метановоздушной смеси: коэффициент избытка воздуха  $\alpha$ =3,12; температура в конце впуска и начале сжатия T=445 K.

Как показал проведенный нами анализ, различия в динамике нарастания давления не могут быть следствием неточного определения коэффициента теплоотдачи и связаны, по-видимому, с тем, что по мере выгорания топливовоздушной смеси изменяются скорости протекания реакций горения. Для учета особенностей протекания реакций горения в основной фазе процесса НССІ нами предложен способ коррекции кинетических коэффициентов в зависимости от концентрации конечных продуктов реакции в камере сгорания.

#### Литература:

 New heat transfer correlation for an HCCI engine derived from measurements of instantaneous surface heat flux [Электронный pecypc] / J. Chang [et al.]; University of Michigan.- Ann Arbor, 2004.- Режим доступа: <u>http://me.engin.umich.edu/autolab/Publications/Adobe/P2004\_11.pdf</u>, свободный.

- Correlation of ignition delay with fuel composition and state for application to gas turbine combustion [Электронный ресурс] / S. Samuelsen [et al]; University of California.- Irvine, 2003.- Режим доступа: http://www.clemson.edu/scies/UTSR/FinalSR084.pdf, свободный.
- 3. Maigaard P., Mauss F., Kraft M. Homogeneous charge compression ignition engine: a simulation study on the effects of inhomogeneities // Trans. ASME. J. Eng. Gas Turbines and Power.- 2003.- Vol. 125, № 2.- P. 466-471.
- 4. Analysis of a natural gas fuelled HCCI engine with exhaust gas recirculation using a stochastic reactor model / A. Bhave, M. Balthasar, M. Kraft, F. Mauss // Ins. J. Engine Res. 2004. Vol. 5, № 1. P. 83-104.



Рис. 2. Экспериментальная (1) и расчетная (2) индикаторные диаграммы двигателя Volvo TD100

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛОМАССОПЕРЕНОСА ПРИ ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЯХ МОТОРНЫХ МАСЕЛ В ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

#### Зейнетдинов Р.А.

(Санкт-Петербургский государственный аграрный университет)

В поршневом двигателе процесс окисления моторного масла (MM) можно характеризовать исходя из основных положений неравновесной термодинамики, согласно которым изменения в любой системе определяются возникновением энтропии. Тогда в соответствии с принципом неравновесной термодинамики, всю систему можно разбить на достаточно малые, но все еще макроскопические области, причем такие, что каждую из них можно рассматривать как равновесную (точнее, квазиравновесную) термодинамическую систему.

После таких предположений количество теплоты, подведенное от рабочих газов к какому-либо дифференциальному объему масляной пленки (МП) на стенках цилиндра можно представить в следующей форме:

$$Q(s,\mu) = \iint_{tV} \rho T \frac{dS}{dt} dV d\tau = \iint_{\tau V} \rho T \left( \frac{dS_{_{\theta H}}}{dt} + \frac{d_i S}{dt} \right) dV \cdot dt,$$
(1)