

Практическое использование предложенной иерархической системы моделей позволяет:

1). По модели первого уровня с малыми затратами времени и средств в результате многократно повторяемого машинного анализа осуществить определение основных параметров двигателя и получить значения показателей, определяющих работу систем, сопряженных с основным ядром (газообмена, топливоподачи и других.).

2). По частным моделям подсистем определить их параметры, обеспечивающие нужные значения показателей, входящих в модель первого уровня.

3). По модели второго уровня, учитывающей взаимодействие моделей основного ядра и систем ДВС, осуществить поверочный расчет правильности выбранных значений всех параметров.

Литература:

1. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей / Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др.; Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1984, – 384 с., ил.

2. Неймарк Ю.И. Метод точечных отображений в теории нелинейных колебаний. – М.: Наука, 1972. – 471 с.

3. Вычислительные машины и мышление. – М.: Мир, 1967. – 246 с.

4. Малиованов М.В. Тепломеханика как теоретическая база исследования ДВС // Вопросы проектирования и создания автотранспортных средств и систем: Изв. ТулГУ – Тула: ТулГУ, 1995.– С. 154 – 162.

5. Малиованов М.В., Плешанов А.А., Темнов Э.С., Хмелёв Р.Н. Разработка математической модели двигатель-генераторной установки на базе дизеля ТМЗ-450Д // Двигатели внутреннего сгорания: Научно-технический журнал. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. №1. – С. 51 – 56.

6. Малиованов М.В. Применение графов связей для математического описания открытых термодинамических систем // Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – М.: Машиностроение, 1989. – Вып. 14. – С. 309 – 317.

7. Малиованов М.В., Хмелёв Р.Н. Разработка комплекса математических моделей для описания газодинамических процессов в ДВС // Двигатели внутреннего сгорания: Научно-технический журнал. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2004. №1(4). – С. 43 – 45.

ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ПРОЦЕССЫ В *HCCI* ДВИГАТЕЛЕ ДО МОМЕНТА САМОВОСПЛАМЕНЕНИЯ

Гусаков С.В., Епифанов И.В. (Российский университет дружбы народов)

Как и в двигателе с искровым зажиганием, топливовоздушная смесь в *HCCI* двигателе находится в состоянии, близком гомогенному. При ее сжатии температура в камере сгорания достигает таких значений, при которых происходит самовоспламенение топлива. При этом наблюдается объемное сгорание без турбулентного распространения пламени. Скорость перемешивания капель топлива с воздухом на рабочий процесс в *HCCI* двигателе не оказывает влияния. Преимуществом такого горения без образования высокотемпературных локальных зон является низкая средняя температура цикла, благодаря чему выбросы оксидов азота весьма малы.

Для разных сортов топлив организация *HCCI* процесса возможна в двигателях со степенями сжатия большими, чем в двигателях с искровым зажиганием аналогичной размерности. Поскольку тепловыделение в *HCCI* процессе происходит при постоянном объёме, при степенях сжатия как у дизеля, термический КПД цикла *HCCI* процесса выше, чем в двигателе с принудительным воспламенением. Кроме того, в *HCCI* двигателе при работе на частичных нагрузках на установившихся режимах удельный эффективный расход топлива ниже, чем у двигателей с искровым зажиганием (до 30%) [6].

Для реализации *HCCI* процесса известен ряд препятствий. Одно из них - трудность управления рабочим процессом в широком диапазоне эксплуатационных режимов. Это и отсутствие принудительного зажигания топливовоздушной смеси на оптимальном угле поворота коленчатого вала, как в двигателе с искровым зажиганием, так и отсутствие регулирования угла опережения впрыска топлива, как в дизеле. Склонность к неустойчивой работе *HCCI* двигателя результат его высокой чувствительности к начальным условиям: химическому составу топлива, температуре смеси на впуске и др. В работе предпринята попытка дать характеристику состояния топливовоздушной смеси в цилиндре на момент, предшествующий самовоспламенению. Кроме того, целесообразно выявить влияние частоты вращения коленчатого вала n на картину распределения концентрации топлива в камере сгорания и температуры внутри цилиндра с учетом тепломассообмена и турбулентности.

Для исследований начальных условий в камере сгорания при организации *HCCI* процесса выбран современный дизель *VW TDI* автомобильного класса, пригодный для обычных и гибридных силовых установок. Двигатель *VW TDI* 4-х цилиндровый, с газотурбинным наддувом и с непосредственным впрыском топлива, рабочим объёмом 1,9 л, степенью сжатия 19.

Таблица 1. Технические данные дизель *VW TDI*

Диаметр цилиндра, мм	79,5	Углы опережения открытия,	
Ход поршня, мм	95,5	впускного клапана	16
Степень сжатия	19	выпускного клапана	28
Рабочий диапазон частот вращения коленвала, мин ⁻¹	800...3600	Углы запаздывания	
		закрытия, град.:	
		впускного клапана	25
		выпускного клапана	19

Двигатель реконструирован для работы в *HCCI* процессе: форсунки заменили на охлаждаемые датчики давления, снят турбокомпрессор, установлен подогреватель воздуха на впуске. В табл. 1 даны основные характеристики *HCCI* двигателя *VW TDI*. В качестве топлива использован хорошо перемешивающийся с воздухом пропан (октановое число около 105), благодаря чему достигнут высокий КПД [4].

Для описания характеристик турбулентного потока применена стандартная полуэмпирическая двухпараметрическая диссипативная k - ε модель, основанная на двух уравнениях переноса (транспортных уравнениях) для кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации этой энергии ε . Система уравнений позволяет рассчитать поля значений турбулентной вязкости μ_t в камере сгорания [3]. Она имеет две эмпирические константы. Эти константы определены экспериментально для турбулентных струй и подходят для большинства инженерных задач [5].

Для учёта тепломассообмена в дополнение к уравнениям неразрывности и количества движения решаются дополнительные уравнения сохранения энергии с использованием аналогичной концепции Рейнольдса о переносе турбулентного количества движения. При этом решение уравнений энергии можно рассматривать как уточнение поля температур в задаче газодинамики. В первую очередь, это уточнение необходимо не для газодинамической задачи, а для описания кинетики химических реакций между компонентами, поскольку константы скорости реакции сильно зависят от температуры [3].

Двумерный расчёт носит оценочный характер и позволяет определить характеристики потока рабочей смеси в диаметральной плоскости цилиндра *HCCI* двигателя.

При моделировании давление на впуске (на границе *1* всасывания топливовоздушной смеси, рис.1) равно 0,1 МПа, $k=0$, $\varepsilon=0$. Поверхность внутренних стенок впускного коллектора гладкая, пульсации скорости потока у поверхности стенок отсутствуют. Температура смеси достигает 435°K за счет подогрева воздуха перед впускным коллектором. Для предотвращения детонации при сгорании смесь у границы *1* бедная ($\alpha \approx 2,8$). Во впускном коллекторе применен 30% перепуск отработавших газов, повышающий общую температуру смеси (см. табл. 2) и замедляющий процесс горения. В начале расчета принято равенство температур по всему объему камеры сгорания (КС) и во впускном патрубке (см. рис 1). Кроме того, для зон 4, 5 (рис.1) в начальный момент времени считаем смесь гомогенной и однородной.

На рис. 1 представлены результаты расчёта температур в центре камеры сгорания в процессе сжатия рабочей смеси (за 10° ПКВ до ВМТ).

Расчет показал, что с увеличением частоты вращения температура в КС растёт. Что является результатом снижения потерь теплоты за счёт сокращения времени на тактах впуска и сжатия.

Таблица 2. Начальные и граничные условия

Граница/Зона	1 (г.у.)	2 (г.у.)	3 (г.у.)	4 (н.у.)	5 (н.у.)
Температура, град. К	435	435	450	435	760
O ₂	0.178	—	—	0.178	0.123
H ₂ O	0.022	—	—	0.022	0.064
CO ₂	0.016	—	—	0.016	0.048
N ₂	0.771	—	—	0.771	0.763
C ₃ H ₈	0.013	—	—	0.013	0.002

Считаем, что смесь гомогенна, но неоднородна по концентрации топлива, т.е. её химический состав во всех частях изменяется непрерывно (без скачка) от одной точки расчета к другой [1]. Кроме того считаем, что смесь однофазная, внутри которой нет поверхностей фазовых или иных разделов, которые отделяли бы друг от друга части системы с разными свойствами [2]. Учитывается также неоднородность пространственного распределения по температуре. Результаты расчёта коэффициента α в средней части КС для разных частот вращения показан на рис. 3

Расчет показал, зависимости коэффициента α имеют характерную выпуклость. Обогащение смеси (уменьшение коэффициента α) ближе к стенкам цилиндра объясняется траекториями движения топливовоздушной смеси (вдоль стенок) в процессе впуска, а также склонностью тяжёлых молекул топлива накапливаться в областях КС с низшими температурами.

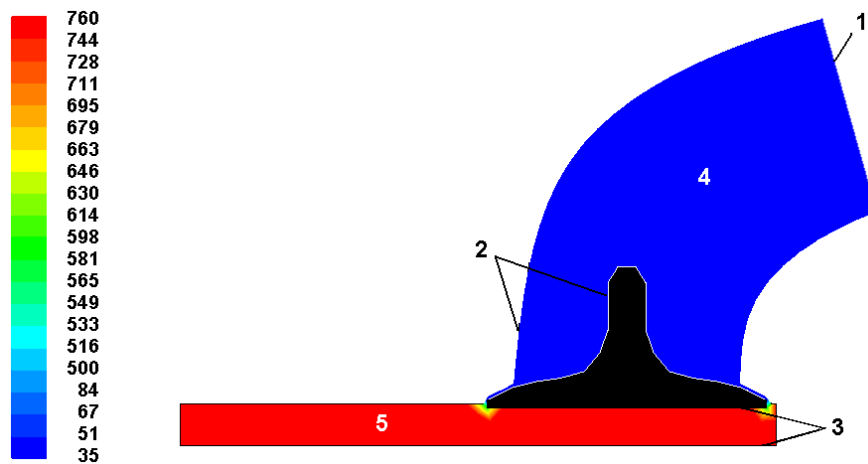


Рис.1. Контур температур в КС (начальные условия - н.у.)

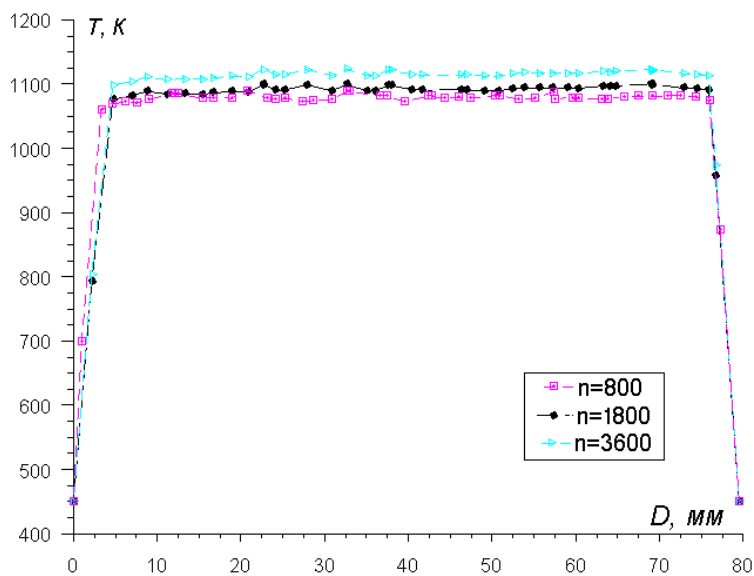


Рис.2 Распределение температуры вдоль поршня

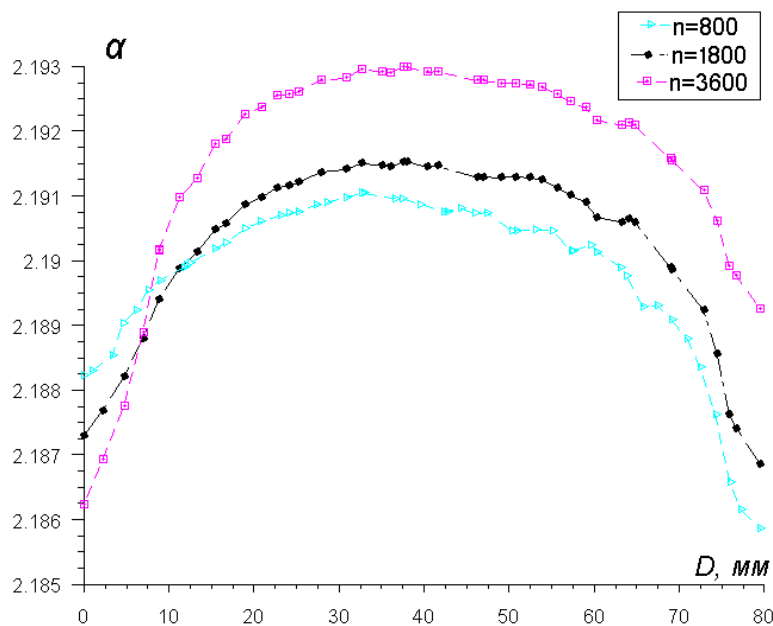


Рис.3 Распределение коэффициента избытка воздуха вдоль поверхности поршня

Как видно из расчетной схемы (рис. 1), проходное сечение клапана в его открытом положении с левой и правой сторон различно, что и привело к несимметричности графиков с показателями α относительно оси симметрии цилиндра. С ростом n смесь становится богаче в левой половине КС (см. рис. 3) и беднее в правой. Это следствие увеличения гидравлического сопротивления в проходном сечении клапана для узкой его части (на рис. 1, справа). Отметим также, что с ростом n падение α более круто со стороны противоположной клапану благодаря возрастанию скорости движения топливоздушнoй смеси на такте впуска, а за счет большей инерционности тяжёлых фракций и наблюдается их накопление у стенки в левой части КС. По мере приближения топливоздушнoй смеси к другой стенке её кинетическая энергия уменьшается, поэтому аналогичной картины справа не наблюдается.

С ростом n доля кислорода в цилиндре к началу поступления топливоздушнoй смеси в КС и поля распределения α и T в зоне 4 (рис. 1), не изменяются. Таким образом, отношение количества кислорода, вошедшего в цилиндр, к теоретически необходимому его количеству для полного сгорания 1 кг топлива с ростом n увеличивается, что следует из рис. 3.

Выводы:

1. Применение модели турбулентного теплообмена позволяет выполнить параметрический расчёт с анализом начальных данных для *HCCI* процесса.
2. В *HCCI* процессе имеет место неоднородность как по температуре, так и по составу смеси, растущая с увеличением n .
3. С ростом n коэффициент наполнения понижается, но увеличивается температура топливоздушнoй смеси в цилиндре, что следует учитывать в высокочувствительном к температуре и склонном к неустойчивой работе *HCCI* двигателе.
4. Результаты газодинамического расчёта могут быть использованы как начальные условия для расчёта процесса горения в многозонной химико-кинетической модели.

Литература:

1. Кириллин В. А., Сычев В. В., Шейндлин А. Е. Техническая термодинамика // Наука, 1979 г., 512 с.
2. Лосев С. А., Осипов А. И., Уваров А. В., и др. Физико-химические процессы в газовой динамике. Справочник // МГУ, 2002. 368 с.
3. Чесноков С. А. Химический турбулентный теплообмен в ДВС // ТулГУ, 2005. 466 с.
4. Gong X., The effects of DTBP on the oxidation of SI PRF-a study in an *HCCI* engine and in a pressurized flow reactor // Thesis, Drexel Univ., US, 05
5. Launder B. E., Spalding D. B. Lectures in Mathematical Models of Turbulence // Academic Press, London, 1972.
6. Ogink R., Computer Modeling of *HCCI* Combustion // Thesis, Chalmers Univ., Sweden, 2004., 140 с.

РАСЧЕТ ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЯ В ДИЗЕЛЕ С МНОГОРАЗОВЫМ ВПРЫСКОМ

Кулешов А.С. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

В связи с ужесточением нормативов на выбросы вредных веществ двигателями внутреннего сгорания, особую актуальность приобретают вопросы организации рабочих процессов дизелей таким образом, чтобы снизить выбросы оксидов азота