

В.Н. Бакулин¹, Е.Н. Ладюша², В.А. Потопахин³, О.В. Яценко²

Институт прикладной механики РАН, Россия (1)

Донской государственный технический университет, Россия (2)

НИИ прикладной математики и механики МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия (3)

ОЦЕНКА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И ТОКСИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ОСНОВЕ ДЕТАЛЬНОЙ МОДЕЛИ ВНУТРИЦИЛИНДРОВЫХ ПРОЦЕССОВ

АННОТАЦИЯ

Усовершенствованы модели—прототипы рабочего процесса в поршневых двигателях внутреннего сгорания. Выполнено сопряжение динамики внутрицилиндровых процессов с внешними условиями — нагружения, теплообмена и топливоподачи, а также разработан дополнительный модуль, позволяющий воспроизводить кинетику образования и гибели окислов азота. Кинетическое описание горения в двигателе структурировано с использованием асимптотических методов и привязано к опытным данным методами статистики. Детализированная таким образом модель позволяет рассчитывать химический состав отработавших газов на различных режимах, включая переходные. По сравнению с прототипами повышены как химическое разрешение модели, так и точность количественных оценок содержания отдельных токсичных веществ в выхлопе. Результаты вычислительного эксперимента согласуются с данными непосредственных измерений и неплохо объясняют их.

1. ВВЕДЕНИЕ

Поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) являются основной энергетической установкой современных автотранспортных средств, поэтому топливная экономичность и токсичность отработавших газов имеют первостепенное значение. Отсюда огромный интерес к информационным моделям рабочего процесса ДВС как к инструменту интерпретации данных, прогноза и оптимизации. Уплотнение городских транспортных потоков заставляет разработчиков моделей стремиться точнее описывать токсические или экологические характеристики ДВС в условиях эксплуатации. Другое направление моделирования внутрицилиндровых процессов связано с исследованиями альтернативных транспортных топлив [1,2].

Моделирование внутрицилиндровых процессов сопряжено с трудностями, квалифицируемыми как «проклятие размерности», «проблема разномасштабности», «обостренные режимы», «автоструктурирование». Отсюда необходимость агрегировать фрагментные модели таким образом, чтобы результат «склеивания» непременно наследовал свойства опорных асимптотик [3].

Попытки рассчитать токсичность поршневого ДВС при помощи компьютерных моделей [4-5] лишь отчасти оправдали ожидания авторов: хорошо воспроизводя выбросы CO, углеводородов C₄H_n,

сажи и сернистых соединений, они давали на два порядка заниженные концентрации NO в отработавших газах (ОГ). Поскольку в первых моделях внутрицилиндрового горения в двигателе азотная кинетика не учитывалась, проблема рассчитать аккуратно содержание NO в выхлопе связывалась с химической неравновесностью рабочего тела, которое полагалось параметрически однородным. Впоследствии кинетическая схема [5] была дополнена реакциями с участием азота, но это практически не повлияло на точность определения концентрации NO в ОГ. Если макроскопически трехзонные кинетические модели не позволяют адекватно воспроизвести токсичность ДВС по NO, причиной неадекватности может служить только пространственное переосреднение, т.е. замена истинного поля параметров $X(r, t)$ средними по пространству величинами, например, $\langle X(t) \rangle$ или $X(\langle r \rangle, t)$ приводит к тому, что важные для целей моделирования связи уходят на подсеточный уровень, а само оно полностью утрачивает смысл. Избежать кардинального усложнения информационной модели удастся только в том случае, если в системе имеются (и выявлены) малые или большие параметры. При этом усовершенствование модели сводится к добавлению «надстроек» – алгоритмических элементов или модулей, которые сравнительно просто связаны с базовым информационным блоком. Описанная техника совершенствования моделей известна как *метод сингулярных возмущений* [3]: он представляет собой вариант метода малого параметра.

2. СХЕМАТИЗАЦИЯ ГОРЕНИЯ В ПОРШНЕВОМ ДВС: КИНЕТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ «РЕАКЦИИ – ПЕРЕНОС»

2.1. Основные идеи и допущения

Основопологающие предположения усовершенствованной модели унаследованы от [5] и применительно к дизелям и инжекторным ДВС формулируются следующим образом: 1) топливно-воздушный заряд химически и термодинамически однороден; 2) впрыскиваемое топливо монофракционно в соответствии с условной химической формулой C₁₄H₃₀ (дизельное) или C₈H₁₈ (бензин); 3) горение верно описывается кинетической схемой, в которой объединены элементарные реакции между С-Н-О-

содержащими веществами с тремя и менее атомами углерода, а также несколько брутто-реакций термического распада (крекинга) тяжелых углеводородов; 4) турбулентность можно учесть достаточно аккуратно, если искусственно ограничить скорости элементарных химических процессов темпом макромикропереноса реагентов в зону тепла — из зоны пламени; 5) испарение топливных капель — диффузионный процесс; 6) теплообмен излучением незначителен.

Поскольку в формировании пламенных структур диффузия, теплопроводность и реакции участвуют на паритетных началах, кинетические члены в уравнениях непрерывности и в уравнении энергии подверглись «мелкомасштабному» осреднению. Для учета макроскопической параметрической неоднородности топливно-воздушной смеси осуществлено разбиение заряда на три взаимодействующих зоны: внутри каждой из них рабочее тело полагается однородным. Скорость межзонного обмена термохимическими характеристиками определяется как «качество смесеобразования» — посредством полуэмпирической зависимости.

Энергетическая открытость модели связана, главным образом, с заданием реалистичных условий теплообмена (между зарядом и стенками камеры сгорания), а также нагружения ДВС. Первые задаются уравнением Ньютона—Рихмана, а описание внешней силовой нагрузки сводится к известным уравнениям кинематики кривошипно-шатунного механизма [6] при учете характера сил, которые препятствуют вращению коленвала. Эти силы суть комбинация сухого трения и сопротивления движению, которое примем пропорциональным скорости вращения коленвала.

2.2. Структура, элементы и эволюция модели

В разработанной авторами информационной модели рабочего процесса ДВС горение углеводородных топлив описывается совокупностью ~ 400 микроскопически обратимых элементарных реакций [4,5]. Собственно внутрицилиндровый химизм, его связь с динамикой и теплообменом двигателя описывается нелинейной системой дифференциальных уравнений.

$$\frac{d\mathbf{X}}{dt} = \mathbf{f}(\mathbf{X}) + \mathbf{S}(\mathbf{X}, t), \quad (1)$$

Здесь уравнения (1) приведены осредненными в наиболее общем виде: с их развернутой формой можно ознакомиться в работе [7].

Развиваемая в соответствии со схемой рис. 1 модель (1), [4] позволяет не только надежно определять энергетические (интегральные и мгновенные) характеристики рабочего цикла различных типов ДВС, но также рассчитывать содержание в отработавших газах CO, C_xH_y, NO, RCOH, воспроизводить тонкости образования токсичных веществ на переходных режимах [7].

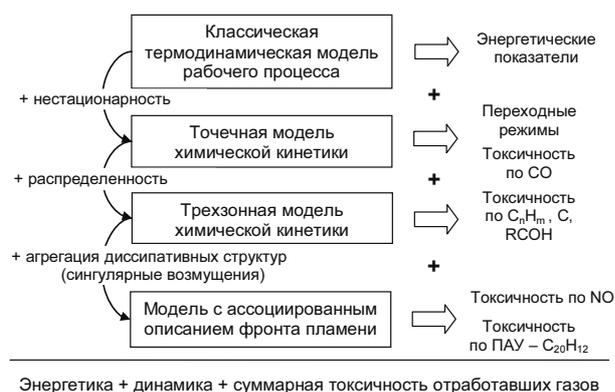


Рис. 1. Эволюция структуры и возможностей модели (1), [4]

Следует отметить, что наряду с попытками повысить точность определения перечисленных параметров рабочего процесса авторами (небезуспешно) ведутся работы по расширению номенклатуры загрязняющих атмосферу компонентов в составе выхлопных газов — за счет сажи и бенз(α)пирена C₂₀H₁₂.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА И ИХ ИНТЕРПРЕТАЦИЯ

3.1. Расчет энергетических характеристик

Адекватность модели (1) [4] и качество ее программной реализации оценим, сопоставляя рассчитанные на ЭВМ характеристики рабочего процесса ДВС с измеренными экспериментально. Такое сопоставление для распространенного тепловозного дизеля 1Д49 приведено в табл.

Таблица. Некоторые интегральные, экстремальные и мгновенные характеристики рабочего процесса в дизеле 1Д49 на режиме номинальной мощности

Параметр, размерность	Расчет	Справ. значение
Среднеиндикаторное давление, атм	19.4	20.1
Индикаторная мощность двигателя, кВт	4620	4740
Индикаторный КПД, %	44.2	45.1
Удельный расход топлива (инд.), г/(кВт·ч)	195	186
Максимальное давление, атм	136	130
Максимальный темп нарастания давления, атм/град ПКВ	3.9	—
Максимальная температура, К	1630	—
Максимальная скорость роста температуры, К/град ПКВ	61	—
Доля выделившегося тепла заряда до P _{max} , %	49	—
Максимальное содержание CO в заряде, %	1.7	—

Собранные в таблице данные свидетельствуют, что доступные для экспериментальных измерений параметры рабочего цикла достаточно надежно рассчитываются на основании усовершенствованного в данной работе кинетического подхода. Кро-

ме того, разработанная схема вычислений позволяет определять ряд непосредственно не измеряемых, но важных для практики эксплуатации ДВС мгновенных и интегральных параметров рабочего процесса.

3.2. Расчет токсических характеристик

Усовершенствованная модель удовлетворительно воспроизводит кинетику CO-токсичности ДВС при изменении нагрузки, цикловой подачи топлива и ее динамики. Кинетическая кривая $[CO](\varphi)$ для одноцилиндровой версии двигателя 10Д100 при увеличении мощности — от холостого хода до номинальной показаны на рис. 2. Разгон ДВС в вычислительном эксперименте осуществлялся увеличением цикловой подачи топлива в 4 раза; связь интенсивности впрыска с углом поворота коленвала (ПКВ) не изменялась.

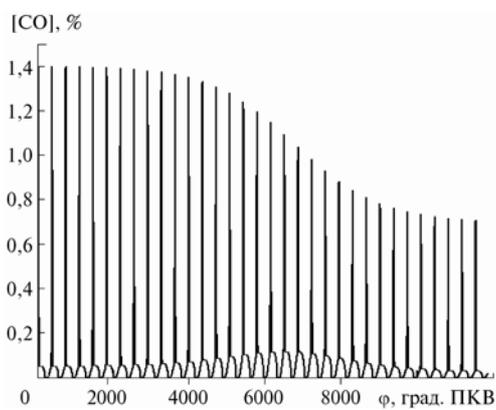


Рис. 2. Переходный процесс в одноцилиндровом двухтактном дизеле: кинетическая кривая $[CO](\varphi)$

Переходный процесс на рис. 2 сопровождается увеличением удельного выброса CO (а также углеводородов и сажи) примерно в 3 раза по сравнению с начальным и/или конечным установившимися режимами. Его продолжительность зависит от инерционности транспортного средства, возможностей развязки силового агрегата и систем привода. Смена стационарного режима, отображенная на рис. 2, осуществляется за 20—30 оборотов коленвала, что соответствует примерно двум секундам ускоренного движения городского автобуса. Важно отметить, что в городском ездовом цикле переходные режимы ДВС часто доминируют [1,2].

Более реалистичные модели должны учитывать число цилиндров и тактность двигателя, весь спектр выбрасываемых токсичных веществ (ТВ) и различия их индивидуальной ядовитости. В результате усложнятся как кинетические кривые отдельных ТВ (появятся структурные элементы, отражающие взаимодействие физико-химических процессов в разных цилиндрах двигателя), так и кинетическая кривая брутто-токсичности заряда [1,2]. Последняя, вообще, может иметь в пределах рабочего цикла немонотонный характер.

Рассчитанная согласно описанной модели внутрицилиндровая кинетика NO и токсичность выхлопа по этому компоненту для тепловозного дизеля 10Д100 показана на рис. 3.

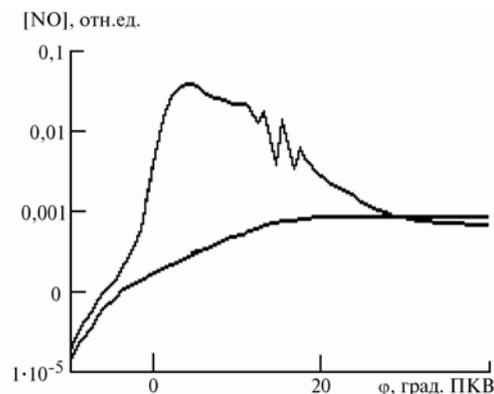


Рис. 3. Кинетика образования оксида азота в дизеле 10Д100 на режиме номинальной (экстремальная кривая) и половинной (монотонная кривая) мощности. Содержание NO в топливно-воздушной смеси выражено в мольных долях

Экстремальный характер кривой рис. 3, соответствующей номинальной мощности, означает, что при высокой теплонапряженности рабочего цикла ДВС в жизненном цикле внутрицилиндрового оксида азота реализуются две стадии. На первой — «горячей» концентрация NO успевает отслеживать среднюю температуру заряда. Вторая стадия начинается, когда средняя температура становится слишком низкой для протекания реакций гибели NO, и его концентрация претерпевает «заморозку».

При частичных нагрузках средняя температура рабочего тела в течение всего цикла не достаточна для «запуска» реакций гибели NO, поэтому средняя концентрация окислов азота в рабочем теле монотонно увеличивается. В обоих случаях содержание NO в выхлопе не сильно отличается от фактического [1,2]. Кроме того, рассчитанное соотношение NO-токсичности выхлопа при номинальной и половинной мощности оказывается вполне реалистичным.

Оценим также качество воспроизводства нашей моделью кинетики альдегидов и углеводородов в среднеоборотных дизелях. Представленные на рис. 4, 5 результаты компьютерной имитации свидетельствуют об уникальной возможности *ab initio* рассчитывать весьма тонкие экологические показатели системы «двигатель – топливо – режим». Здесь следует отметить, что детали «численной» кинетики углеводородов (рис. 4) и альдегидов (рис. 5) хорошо согласуются с новейшими теоретическими и экспериментальными данными.

Данные рис. 4 свидетельствуют, что по завершении фазы активного горения основным углеводородом в ОГ является ацетилен.

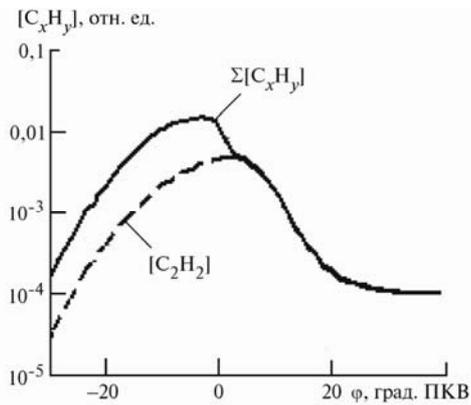


Рис. 4. Кинетика углеводородов в среднеоборотном дизеле 10Д100 на режиме номинальной мощности

Этот факт объясняется наибольшей прочностью $C \equiv C$ связи ацетилена среди углерод-углеродных связей в углеводородах с теплотой сгорания, близкой к теплоте сгорания моторных топлив. На стадии активного горения «усредненным» углеводородом в заряде является этилен (рис. 4): его доминирование объясняется тем, что C_1 -углеводороды окисляются существенно быстрее, чем C_2 -углеводороды, а C_3 -углеводороды, наоборот, заметно медленней. В результате C_1 -углеводороды сгорают практически мгновенно, а C_3 -углеводороды в течение характерного времени окисления C_2 -углеводородов успевают разложиться термически на C_1 - и C_2 -фрагменты.

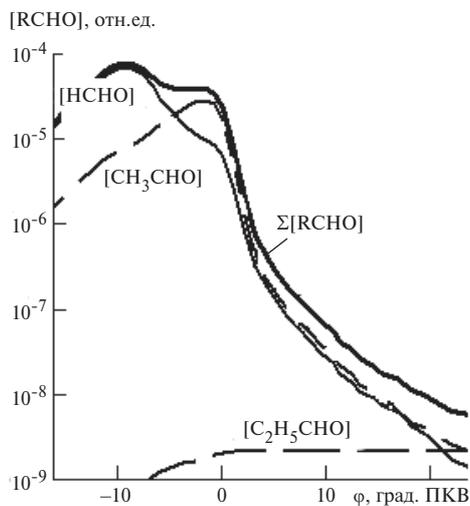


Рис. 5. Кинетика альдегидов в среднеоборотном дизеле 10Д100 на режиме номинальной мощности

Отметим, что рассмотренная ситуация отвечает условиям достаточно хорошего смесеобразования, при котором в выхлопе практически отсутствуют высшие углеводороды. Высокое качество смесеобразования в рассмотренном примере выражается также в отсутствии существенных количеств альдегидов в выхлопе, что хорошо согласуется с современной теорией физико-химических процессов в ДВС [1,2].

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотрение внутрицилиндровых процессов с позиций кинетики открытых газовых сред с реакциями и многомасштабным переносом позволяет рассчитывать токсичность выхлопа ДВС, в т.ч. на переходных режимах и при использовании различных топлив. Усовершенствованная авторами модель воспроизводит ряд важных фактов и обстоятельств, среди которых: 1) немонотонная зависимость содержания CO в ОГ при типичном изменении нагрузки ДВС и 2) образование окислов азота, альдегидов, углеводородов в процессе горения моторных топлив. Несмотря на то, что модель уже позволяет решать весьма актуальные и сложные задачи защиты воздушного бассейна от негативных воздействий транспорта [1,2,8,9], авторами ведутся работы по включению в модель механизмов образования сажи и бенз(α)пирена.

Работа выполнена при поддержке РФФИ (грант 05-08-33433) и Мин. образования и науки РФ

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

$X \equiv \{c_1, c_2, \dots, T\}$ — псевдовектор, объединяющий концентрации компонентов c_i , см^{-3} , и температуру T , К;

$r \equiv \{r_1, r_2, r_3\}$ — пространственная вектор-переменная, {м, м, м};

t — время, с;

f — скорость изменения термохимических параметров заряда, $\{\text{см}^{-3} \cdot \text{с}^{-1}, \text{см}^{-3} \cdot \text{с}^{-1}, \dots, \text{К} \cdot \text{с}^{-1}\}$;

S — темп обмена термохимическими параметрами между зарядом и «резервуаром», $\{\text{см}^{-3} \cdot \text{с}^{-1}, \text{см}^{-3} \cdot \text{с}^{-1}, \dots, \text{К} \cdot \text{с}^{-1}\}$;

φ — угол поворота коленвала, градусов ПКВ;

$[Z]$ — концентрация вещества Z на рисунках, выраженная в объемных (мольных) долях.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ, 2002. 376 с.
2. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. М.: Академический проект, 2004. 400 с.
3. Самарский А.А., Михайлов А.П. Математическое моделирование: Идеи. Методы. Примеры. М.: Физматлит, 2001. 320 с.
4. Яценко О.В. Радиационные, кинетические и термодинамические константы для компьютерного моделирования взаимодействия технических систем с неравновесными газами // Св-во об официальной рег. БД № 2003620238. М.: РОСПАТЕНТ, 2003.
5. Жигулин И.Н., Ладоса Е.Н., Яценко О.В. Тепломассообмен в энергетических и транспортных системах. Ростов н/Д: Изд-во РГУПС, 2002. 432 с.
6. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. М.: Высш. шк., 2002. 496 с.
7. Яценко О.В., Ладоса Е.Н., Холодова С.Н., Гирш Д.С. Комплексная оценка токсичности транспортных двигателей внутреннего сгорания: система детальных моделей и результаты вычислительного эксперимента // Изв. вузов. Машиностроение. 2006. № 3. С. 36–46.
8. Пирумов У.Г. Математическое моделирование в проблемах охраны воздушного бассейна. М.: Изд-во МАИ, 2001. 244 с.
9. Бакулин В.Н., Потопахин В.А., Яценко О.В. Модель разрушения озонового слоя выбросами жидкотопливных ракет-носителей // Матем. моделирование. 2005. Т.17. №8. С. 81–94.