

519.6:656.13

КОМПЛЕКСНАЯ ОЦЕНКА ТОКСИЧНОСТИ ТРАНСПОРТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ: СИСТЕМА ДЕТАЛЬНЫХ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ И РЕЗУЛЬТАТЫ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

Канд. физ.-мат. наук, доц. О.В. ЯЦЕНКО, асп. Е.Н. ЛАДОША, канд. техн. наук, доц. С.Н. ХОЛОДОВА

Модель-прототип рабочего процесса в поршневых двигателях усовершенствована в двух отношениях: осуществлено сопряжение динамики внутрицилиндровых процессов с внешними условиями — нагрузки, теплообмена и топливоподачи и разработан ассоциативный модуль для расчета кинетики окислов азота. Структурирование модели выполнено с использованием проекционных методов, а привязка к опытным данным — статистических. В результате появилась возможность детально рассчитывать химический состав отработавших газов ДВС на всех эксплуатационных режимах, включая переходные. Точность определения экологических показателей транспортных двигателей на основе данной модели многократно выше, чем на основе прототипа, и хорошо согласуется с данными непосредственных измерений.

Previous models of working process in piston engines are advanced in two ways: intra-cylinder conditions are concerned with external ones, namely with the load, heat exchange and fuel supply as well as an associative module to calculate the nitric oxides formation and destruction is developed. The model structuring is performed using asymptotic technique and its adjustment to known experimental data is realized statistically. As a result improved model enables really to predict numerically the detailed chemical composition of exhaust at arbitrary engine dynamics including non-stable operation. The accuracy of the model concerned with the estimation of ecological engine characteristics is much higher with respect to one of prototypes.

Поршневые двигатели внутреннего сгорания (ДВС) являются основной энергетической установкой современных автотранспортных средств, поэтому вопросы топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) имеют для их разработчиков и специалистов по эксплуатации первостепенное значение. Отсюда огромный интерес к информационным моделям рабочего процесса ДВС как эффективному инструменту интерпретации наблюдений, прогноза и оптимизации. Крайне существенно, что уплотнение городских транспортных потоков потребовало от разработчиков подобных моделей обеспечивать адекватность описания в первую очередь токсических или экологических характеристик ДВС применительно к реалистичным режимам эксплуатации [1—5]. Другое важное направление моделирования динамики внутрицилиндровых процессов связано с исследованиями альтернативных топлив в качестве восполняемой энергетической базы транспорта [6—8].

Достичь названных целей можно лишь при помощи информационных моделей, структура, следовательно, и динамика которых хорошо отражают физико-химические аспекты процесса преобразования энергии в ДВС. Отличительной чертой этих процессов является сложность в строгом смысле слова: многокомпонентность и многофакторность, насыщенные сильными множественными связями, пространственная неоднородность, материальная и энергетическая открытость при наличии «внешних» связей, которые проявляются через зависимость меры открытости подсистемы внутрицилиндровых процессов в системе «ДВС как нагруженная энергетическая установка» от их динамики.

Реализация информационных образов происходящих внутри цилиндра процессов сопряжена с многочисленными трудностями, известными как «проклятие размерности», «проблема широкого спектра характерных масштабов», «обостренные режимы» и «формирование структур». Отсюда возникает потребность агрегировать частные (фрагментные) модели в соответствии с установленной иерархией их детальности. Объединяемые на такой основе вырожденные фрагментные модели наделяются существенными чертами профилей — наиболее общих моделей, занимающих высшие уровни в иерархии описаний. Фактически моделирование осуществляется в рамках гибридного — численно-асимптотического подхода.

Экспериментально установлено, что сравнительно малотоксичные на базовом стационарном режиме (номинальном) автомобильные двигатели значительно сильнее загрязняют воздушную среду при разгоне и торможении [1—5]. Однако до сих пор экологические качества автомобильных ДВС и бортовых систем компенсации ущерба природной среде оцениваются путем взвешенного суммирования потоков токсичных веществ (ТВ), отвечающим тому или иному стационарному режиму. Для этого, в частности, используются т.н. универсальные токсические характеристики двигателя — зависимости массового выброса ТВ (или взвешенной с учетом сравнительной ядовитости суммы массовых выбросов нескольких ТВ) от параметров, характеризующих режим работы ДВС. Обычно в качестве параметров процесса используются частота вращения коленвала и крутящий момент (среднеиндикаторное давление, развиваемая мощность) [1—5]. Такой принципиальный фактор как изменение частоты вращения коленвала при оценке сопутствующих экологических ущербов и рисков не учитывается, что приводит к заниженным оценкам экологического ущерба. Действительно, при разгоне автомобиля в камеру сгорания ДВС поступают повышенные дозы топлива, распыленного хуже, чем на установившемся режиме. Отсюда повышенный выброс CO, углеводородов, альдегидов. Торможение ДВС также сопровождается повышенным выбросом ТВ: причиной служит ухудшение смесеобразования и снижение рабочей температуры, за счет чего увеличивается выброс продуктов неполного горения.

Следует отметить, что предшествующие попытки рассчитать токсичность поршневого ДВС при помощи компьютерных моделей [9-10] лишь отчасти оправдали ожидания: хорошо воспроизводя выбросы CO, углеводородов C_xH_y , сажи и сернистых соединений, они давали на два порядка заниженные концентрации NO_x в ОГ. Поскольку в моделях внутрицилиндровых процессов [9—10] азотная кинетика не учитывалась, неточность воспроизводства доли NO_x в выхлопе связывалась с игнорированием химической неравновесности в параметрически однородном рабочем теле. Впоследствии [11] кинетическая схема была дополнена реакциями с участием азота, но это практически не повлияло на точность определения концентрации NO_x в ОГ. Поскольку одно- и трехзонные модели термокинетики и химической термодинамики не обеспечивают воспроизводство NO_x -токсичности ДВС, в [12—14] предложено понизить степень осреднения уравнений кинетика — (микро- и турбулентная) диффузия, описывающих горение топливно-воздушной смеси (ТВС) в двигателе. Избежать кардинального усложнения модели удалось благодаря выявлению в системе «горячая ТВС» малых и больших параметров: усовершенствование [12—14] представляет собой надстройку, слабо связанную с базовой моделью [9—11]. В математике подобная техника развития моделей квалифицируется как метод сингулярных возмущений [15].

В данной работе предлагается комплексное развитие модели [11], реализующее одновременный учет 1) влияния переменной нагрузки и связанной с ней неравномерности вращения коленвала на процессы впрыска, распыливания, горения топлива и 2) особен-

ностей кинетики образования окислов азота. Соответствующая схема приведена на рис. 1, а ниже подробно описано каждое из усовершенствований.

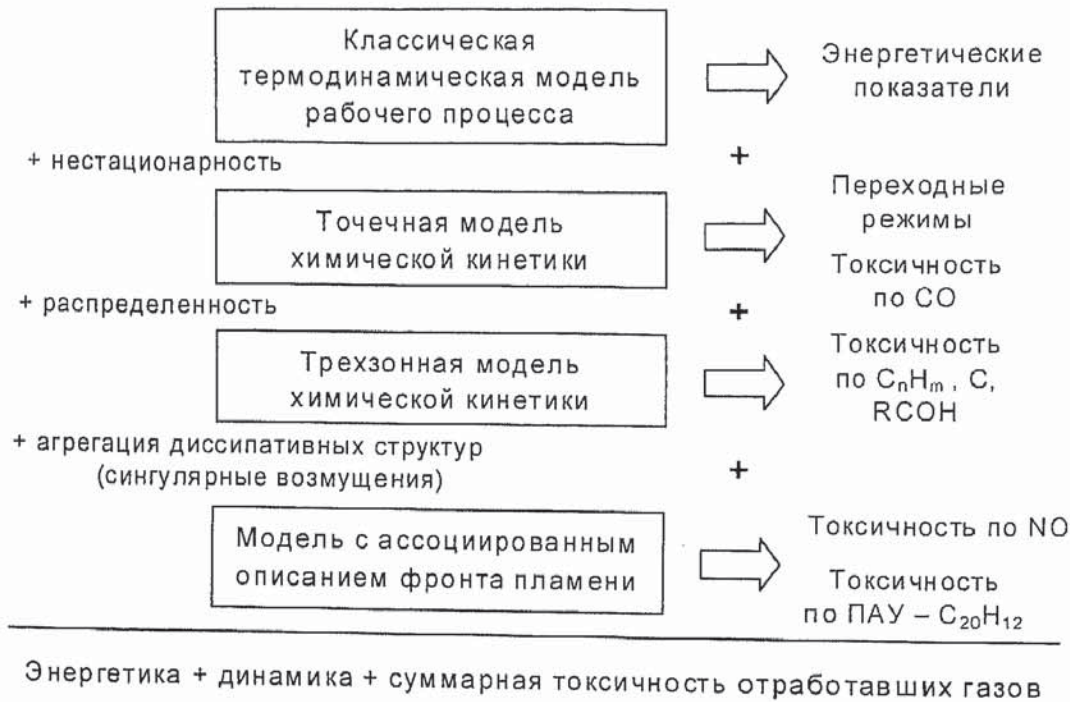


Рис. 1. Эволюция структуры и возможностей модели МОТОР

Модель кинетики горения в ДВС при изменении топливоподачи и внешней нагрузки. Основопологающие предположения усовершенствованной модели унаследованы от [11] и применительно к дизелям и инжекторным ДВС формулируются следующим образом: 1) топливно-воздушный заряд в КС химически и термодинамически однороден; 2) впрыскиваемое топливо монофракционно в соответствии с условной химической формулой $C_{14}H_{30}$ (дизельное) или C_8H_{18} (бензин); 3) горение заряда 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 достаточно аккуратно учесть, искусственно ограничивая скорости элементарных химических процессов темпом макро-микрпереноса реагентов в зону и тепла — из зоны пламени; 5) испарение топливных капель — диффузионный процесс; 6) теплообмен излучением незначителен. Сюда следует добавить известные предположения [2] касательно кинематики кривошипно-шатунного механизма, а оговорить характер сил, препятствующих вращению ДВС. Эти силы представим комбинацией сухого трения и динамической (пропорциональной скорости вращения коленвала) составляющей. После усовершенствований модель [11] принимает математическую форму

$$\frac{dn_i}{dt} = f_i(n_k, \rho, T) + F_i(t) \quad , \quad (1)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\sum f_i(n_k, \rho, T) \{H_i / C_v - T\}}{\sum n_i} + q(t) \quad , \quad (2)$$

$$\frac{dQ}{dt} \equiv q(t) = -\frac{dA}{dt} - \frac{dQ_w}{dt} - \frac{dQ_{ph}}{dt}, \quad (3)$$

$$\frac{dA}{dt} = \frac{\sin \Omega t + \gamma/2 \sin 2\Omega t}{2 \left[\frac{1}{\epsilon - 1} + 0,5(1 - \cos \Omega t + \gamma/2 \sin^2 \Omega t) \right]} \Omega nRT, \quad (4)$$

$$\frac{dQ_w}{dt} = \alpha S_w (T - T_w), \quad (5)$$

$$\frac{dQ_{ph}}{dt} = L_f F_f(t), \quad (6)$$

$$\frac{dn}{dt} = \sum \frac{dn_i}{dt}, \quad (7)$$

$$\frac{dm_f}{dt} = G(t) - \frac{3D_f}{\Lambda^2} m_f, \quad (8)$$

$$F_i(t) = \delta_{i,f} \frac{3D_f m_f}{\Lambda^2 \mu_f}, \quad (9)$$

$$I d^2\varphi/dt^2 + (k_1 + k_2 |d\varphi/dt|)d\varphi/dt + P(\varphi)S_p r(\varphi) = 0, \quad (10)$$

$$P(\varphi) = k_B RT(\varphi)/V(\varphi), \quad (11)$$

где $n_i = c_i/\rho$ [молекул/г] и $f_i(n_k, \rho, T)$ [молекул/(г·с)] — соответственно концентрации компонентов и скорости их наработки (или распада) в реакциях, включая транспортные ограничения; F_i — внешние источники газообразного вещества (при впрыске); q — доля теплового потока, не связанная с химическими реакциями; m_f и L_f — соответственно масса жидкой фазы и теплота испарения; μ_i — молекулярный вес i -го газового компонента; S_w ; l — мгновенное значение площади поверхности теплообмена характерный линейный размер КС; γ и ϵ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна и геометрическая степень сжатия; α , T_w — усредненные коэффициент теплоотдачи, температура поверхности КС; D_f , $\Lambda = \Lambda(G)$ и $G(t)$ — коэффициент диффузии паров топлива в вакуум, средний диаметр капле при распыливании форсункой и массовая скорость впрыска топлива; δ_{if} — символ Кронекера; R — универсальная газовая постоянная; I — приведенный момент инерции нагруженного ДВС; $P(\varphi)$, S_p и $I(\varphi)$ — соответственно мгновенное давление в камере сгорания, площадь поршня и имеющая размерность длины функция передачи поступательного усилия — во вращение (это слагаемое в (11) соответствует одноцилиндровому ДВС); φ — угол поворота и $\Omega = d\varphi/dt$ — частота вращения коленвала; k_1 и k_2 — коэффициенты сопротивления вращению; k_B — постоянная Больцмана; прочие обозначения в уравнениях (1)–(11) соответствуют принятым в теплотехнике. В кинетической схеме уравнения учтены около пятисот обратимых газовых реакций между более чем сорока веществами [16].

Предложенная модель позволяет достаточно аккуратно учитывать роль диффузионных процессов при горении в ДВС, используя обыкновенные дифференциальные урав-

нения в качестве базового математического инструмента. Возникновение детонации в модели отслеживается согласно [17].

Модель образования окислов азота в поршневом двигателе. Множественные экспериментальные и теоретические данные свидетельствуют, что определяющий брутто-токсичность двигателя по NO_x оксид азота NO образуется исключительно в пламенной зоне горящего рабочего тела, температура в которой на $T_{\text{плам}} \approx \frac{3}{4} T_{\text{ад}} \approx 2200$ К превышает среднюю по КС. Кинетика наработки NO в пламенной зоне ДВС с погрешностью ± 30 % описывается предложенным Я.Б. Зельдовичем уравнением [18]

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = AP(\varphi)[\text{O}](\varphi) e^{\frac{-38000}{T(\varphi)+T_{\text{плам}}}} \omega \frac{dQ}{d\varphi}. \quad (12)$$

В (12) $T(\varphi)$ — средняя температура рабочего тела, Q — относительное тепловыделение, A — константа, размерность и значение которой зависят от выбора единиц измерения концентраций реагентов. Это уравнение пригодно для оценок токсичности поршневых ДВС по NO.

Естественное уточнение (12) состоит в добавлении к правой части слагаемого, ответственного за гибель NO в ходе догорания-расширения:

$$W_{\text{рел}} \sim \frac{P(\varphi)}{\omega} e^{\frac{-32000}{T(\varphi)}} ([\text{NO}]_{\text{равн. при } T = T(\varphi)} - [\text{NO}](\varphi)). \quad (13)$$

Одновременно следует учесть, что равновесные концентрации NO в условиях ДВС оказываются на два порядка ниже фактических, что позволяет считать $[\text{NO}]_{\text{равн. при } T = T(\varphi)} = 0$. Таким образом, получаем модель внутрицилиндровой брутто-кинетики NO

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = AP(\varphi)[\text{O}](\varphi) e^{\frac{-38000}{T(\varphi)+T_{\text{плам}}}} \omega \frac{dQ}{d\varphi} - B \frac{P(\varphi)}{\omega} e^{\frac{-32000}{T(\varphi)}} [\text{NO}]. \quad (14)$$

Базой надстроечной модели (14) служат получаемые путем интегрирования кинетических уравнений горения углеводородов в воздухе эволюционные кривые $P(\varphi)$, $T(\varphi)$, $Q(\varphi)$ и $[\text{O}](\varphi)$. Небольшое число и отсутствие среди них кинетических кривых, отвечающих горению углеводородов, служат оправданием такой техники наращивания модели. Фигурирующие в модели (14) константы A и B являются параметрами, которые следует выбрать из условия наилучшего согласия имеющихся в распоряжении экспериментальных данных по NO_x-токсичности ДВС с расчетными. В работах [12—14] предложена и успешно апробирована высокоэффективная статистическая процедура инициализации модели (14) на основании больших выборок экспериментальных данных по выбросам NO.

Результаты вычислительного эксперимента и их трактовка. Об адекватности предлагаемой модели, а также качестве ее программной реализации можно судить, сопоставив рассчитанные на ЭВМ характеристики рабочего процесса ДВС с измеренными экспериментально. Такое сопоставление для распространенного тепловозного дизеля 1Д49 приведено в таблице. Собранные в ней данные свидетельствуют, что доступные для экспериментальных измерений параметры рабочего цикла достаточно надежно рассчитываются на основании усовершенствованного в данной работе кинетического подхода. Кроме того, разработанный подход позволяет определять ряд непосредственно не измеряемых, но важных для практики эксплуатации ДВС мгновенных и интегральных параметров рабочего процесса.

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

Наименование параметра, размерность	Расчетное значение	Справочное 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 СО в заряде, %	1,7	—

Усовершенствованная модель позволяет также воспроизводить «кинетику токсичности» ДВС при изменении нагрузки, цикловой подачи топлива и ее динамики. Динамическая и фазовые кривые $P(\varphi)$ для одноцилиндровой версии двигателя 10Д100 (среднеоборотный тепловозный дизель) при увеличении мощности — от холостого хода до

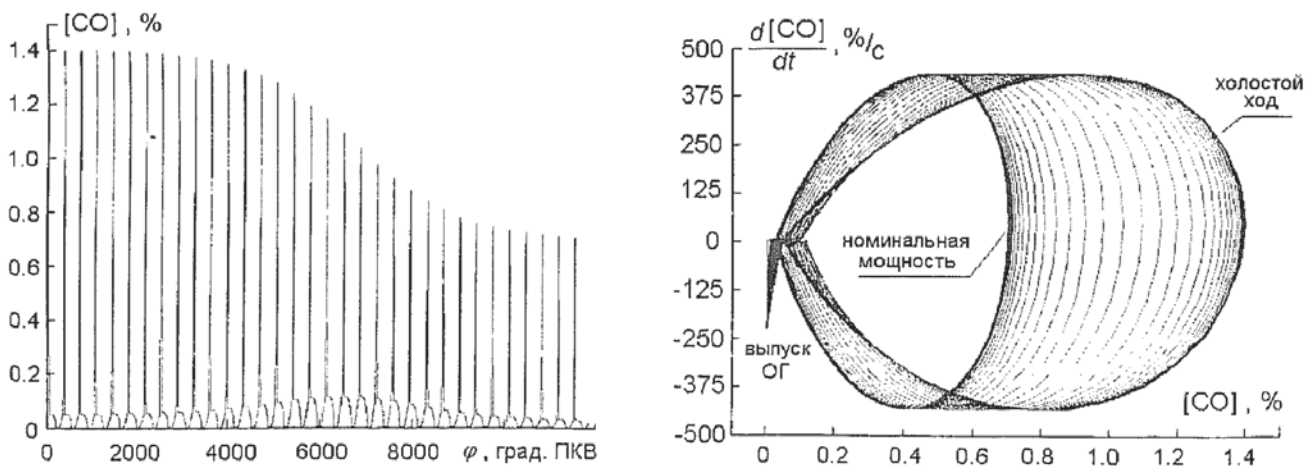


Рис.2. Динамика переходного процесса в одноцилиндровом двухтактном дизеле: *a* — кинетическая кривая $[CO](\varphi)$, *b* — соответствующий фазовый портрет. Выпуск ОГ при $\varphi = 120$ град после ВМТ

номинальной показаны на рис. 2. Разгон ДВС в вычислительном эксперименте осуществлялся увеличением цикловой подачи топлива в 4 раза; закон $G(\varphi)$ оставался прежним.

Следует отметить, что рассмотренный переходный процесс сопровождается увеличением удельного выброса CO, углеводородов и сажи примерно в 3 раза по сравнению с начальным и/или конечным установившимися режимами $d^2\varphi/dt^2 = 0$. Длительность перехода ДВС к новому стационарному режиму зависит от инерционности транспортного средства и (только для режима торможения) возможностей развязки силового агрегата и систем привода: ее величина может быть значительной — особенно в условиях городского ездового цикла.

Смена стационарного режима в условиях расчета, результаты которого отображены на рис. 2, осуществляется за 20—30 оборотов коленвала, что соответствует примерно двум секундам ускоренного движения городского автобуса. Разгон ДВС выражается увеличением примерно вдвое каждой из величин — $d\varphi/dt$ и $\langle P(\varphi)Spr(\varphi) \rangle$ — среднего за период значения силового слагаемого в (10). Хотя конечный номинальный режим работы двигателя экологически чище (если, как это делается в данной работе, нормировать выброс ТВ на единицу израсходованного топлива), чем стартовый холостой ход, разгон двигателя сопровождается немонотонной динамикой выброса ТВ (в нашем случае окиси углерода). Концентрация окиси углерода в ОГ пропорциональна высоте плато за пиками на рис. 2, а и размеру «хвостика», отвечающего выпуску ОГ, на рис. 2, б. Максимальных значений этот показатель достигает в середине переходного процесса.

Приведенные на рис. 2 результаты моделирования относятся к простейшей ситуации — рассматривается одноцилиндровый двухтактный дизель и учитывается одно ТВ. Более реалистичные модели должны учитывать число цилиндров и тактность двигателя, а также весь спектр выбрасываемых ТВ и различия их индивидуальной токсичности. Соответствующие динамические и фазовые кривые усложнятся: с одной стороны, появятся дополнительные элементы макроструктуры, отражающие согласованное взаимодействие отдельных цилиндров ДВС, а с другой, кинетические кривые взвешенного по относительной токсичности суммарного выброса ТВ не обязательно сохранят монотонность.

Влияние первого фактора проиллюстрировано на рис. 3: рассмотрен одноцилиндровый четырехтактный дизель в процессе быстрого перехода с режима номинальной мощности на холостой ход. Для простоты выпуск ОГ в данной модели полагается мгновенным в нижней мертвой точке $\varphi = 180$ град после ВМТ — верхней мертвой точки.

Рассчитанная на основании модели (1)-(11), (14), идентифицированной для среднеоборотных дизелей ($A = 3 \cdot 10^6$ атм⁻¹, $B = 3 \cdot 10^9$ атм⁻¹с⁻²), внутрицилиндровая кинетика NO и токсичность выхлопа по этому компоненту для тепловозного дизеля 10Д100 показана на рис. 4.

Экстремальный характер кривой на номинальной мощности означает, что при высокой теплонапряженности рабочего цикла ДВС в жизненном цикле внутрицилиндрового оксида азота выделяются две стадии. На первой «горячей» стадии концентрация NO успевает «отслеживать» среднюю температуру ТВС. Вторая стадия реализуется, 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 на частичных нагрузках средняя концентрация окислов азота в КС монотонно увеличивается. В обоих случаях состав ОГ незначительно отличается от фактического [4] при соблюдении реальных соотношений токсичности выхлопа по NO на номинальной и половинной мощности.

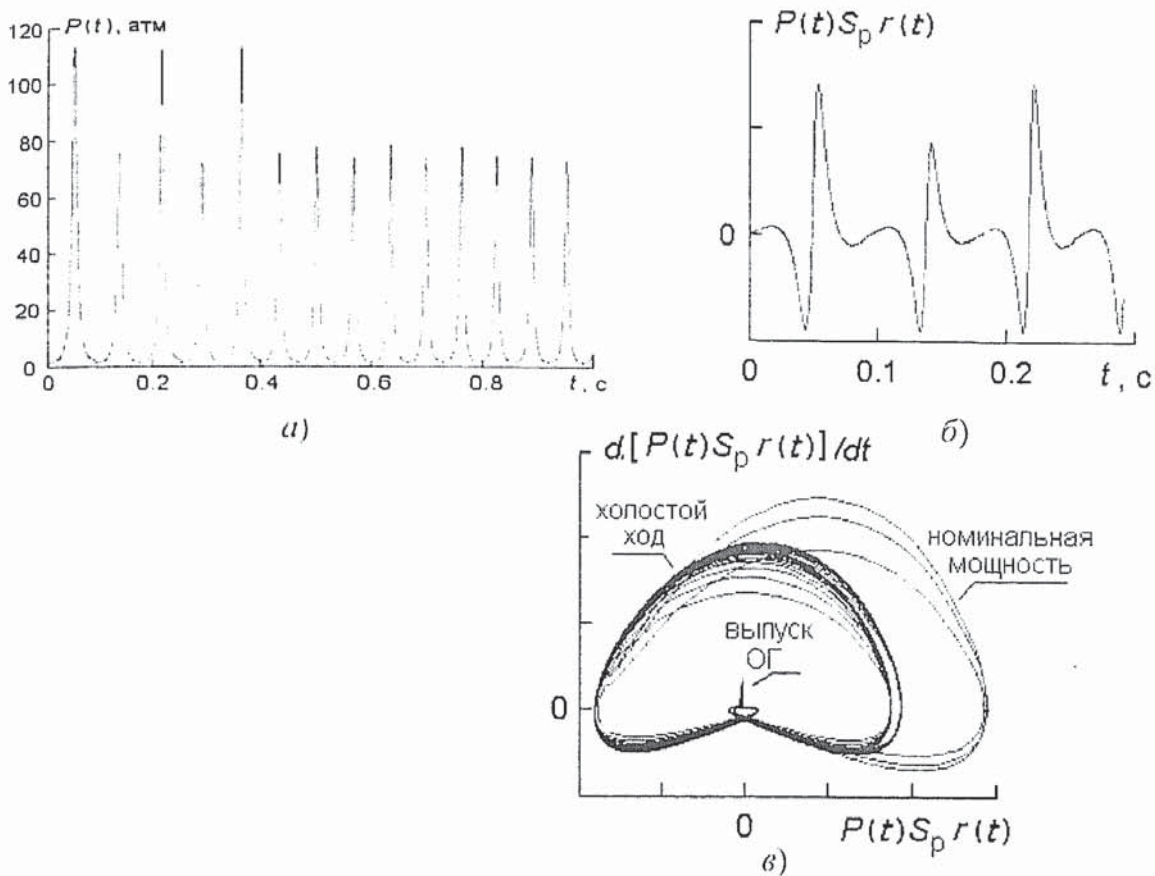


Рис. 3. Силовая динамика одноцилиндрового четырехтактного дизеля с турбонаддувом типа тепловозного 10Д100: а — давление в камере сгорания; б — работа сжатия—расширения, в — фазовый портрет мощности

Таким образом, предложенная в данной работе модификация схемы Я.Б. Зельдовича [18], не только верно отражает механизм образования окислов азота в ДВС, но и учитывает гибель NO в послепламенных реакциях. В результате принципиально расширяется работоспособность полуэмпирических кинетических моделей, обеспечивая их адекватность в условиях частичных нагрузок.

Исчерпывающе вопросы точности предлагаемой полуэмпирической модели NO-токсичности поршневых ДВС рассмотрены в работах [13, 14]: данные соответствующего анализа на рис. 5 позволяют судить о согласии модели и реальных внутрицилиндровых процессов в поршневых ДВС.

Наконец, рассмотрим кинетику альдегидов и углеводородов в среднеоборотных дизелях, как она воспроизводится нашей моделью. Представленные на рис. 6 результаты компьютерной имитации свидетельствуют об уникальной возможности ab initio рассчитывать весьма тонкие экологические показатели системы «двигатель — топливо — режим». Здесь следует отметить, что результаты вычислительного эксперимента в части деталей кинетики углеводородов и альдегидов хорошо согласуются с новейшими теоретическими и экспериментальными данными [19—20] для соответствующих веществ.

Представленные на рис. 6 данные свидетельствуют, что по завершении фазы активного горения основным углеводородом в ТВС, следовательно, в ОГ является ацетилен. 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 ТВС является этилен (рис. 6, б); его доминирование объясняется тем, что C1-углеводороды окисляются за-

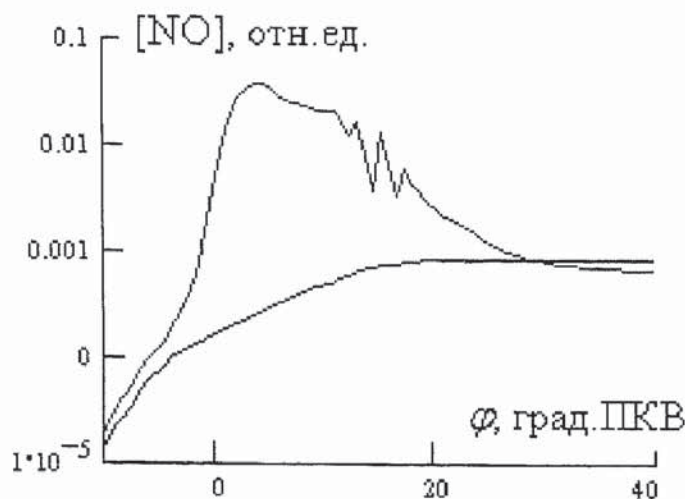


Рис. 4. Кинетика образования оксида азота в дизеле 10Д100 на режиме номинальной (экстремальная кривая) и половинной (монотонная кривая) мощности. Содержание NO в топливно-воздушной смеси выражено в мольных долях

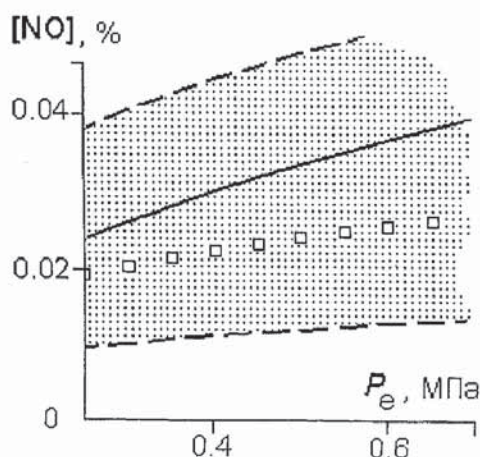


Рис. 5. Сопоставление параметрического тренда $[NO]_{\varphi} = \varphi_{\max}(P_e)$ для дизеля Д-21А1, предсказанного в рамках данной модели, с результатами независимых экспериментальных исследований. Ширина коридора вероятных значений оценивается множителем 4: от $1/2 [NO]_{\varphi} = \varphi_{\max}$ до $2 [NO]_{\varphi} = \varphi_{\max}$. Сплошная линия — эксперимент [4]; \square — расчет данной работы; коридор вероятных значений ограничен штриховыми линиями и затемнен

метно 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. Отметим, что рассмотренная нами ситуация отвечает условиям достаточно хорошего смесеобразования, при котором в ОГ практически отсутствуют высшие углеводороды. Высокое качество смесеобразования в рассмотренном примере выражается также в отсутствии существенных количеств альдегидов в выхлопе: среди веществ этой категории моделью различаются три (рис. 6, в), причем лишь два младших — муравьиный альдегид и акролеин содержатся в количествах, ощутимо превышающих погрешность численного интегрирования уравнений (1)—(11), (14). Данный факт также согласуется с современной теорией физико-химических процессов в ДВС [19].

Основные выводы и перспективы исследований. Рассмотрение внутрицилиндровых процессов с позиций кинетики открытых газовых сред с реакциями и многомасш-

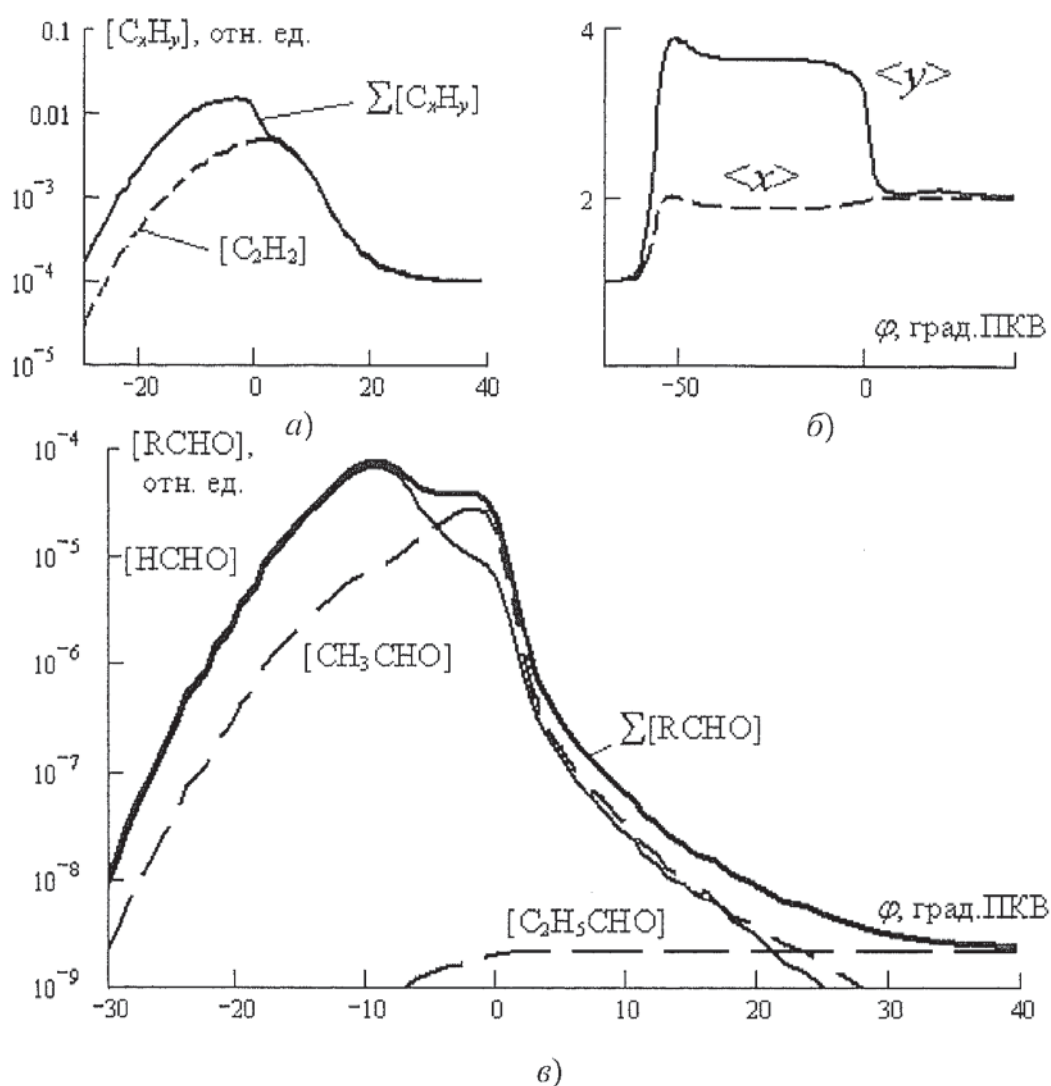


Рис. 6. Кинетика углеводородов (а, б) и альдегидов (а) в среднеоборотном дизеле 10Д100 на режиме номинальной мощности

табным переносом позволяет рассчитывать (покомпонентно) токсичность ОГ ДВС, в т.ч. на переходных режимах и при использовании самых разных топлив. Усовершенствованная авторами математическая модель воспроизводит ряд важных фактов и обстоятельств, среди которых главные: 1) немонотонная зависимость СО-токсичности ОГ при типичном изменении режима движения и 2) образование окислов азота, альдегидов, углеводородов в рамках кинетического подхода.

Принципиально, что образование ряда токсичных веществ пока не удастся описать, опираясь исключительно на физические принципы. Поэтому представляется целесообразным распространить подход, использованный авторами при создании полуэмпирической модели внутрицилиндровой NO-кинетики, на процедуры компьютерного моделирования таких ТВ как сажистые частицы и бенз(а)пирен $C_{20}H_{12}$.

Перечисленные усовершенствования моделей [9-11] в совокупности с дополнением и термодинамическим согласованием схем реагирования, двухуровневым осреднением связанных химических процессов и турбулентности позволяют уверенно решать очень актуальные и сложные задачи защиты воздушного бассейна от негативных воздействий наземного транспорта [19-20].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Я к у б о в с к и й Ю. Автомобильный транспорт и защита окружающей среды. — М.: Транспорт, 1979. — 198 с.
2. К о л ч и н А. И., Д е м и д о в В. П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. — М.: Высшая школа, 2002. — 496 с.
3. Б е д н а р с к и й В. В. Экологическая безопасность при эксплуатации и ремонте автомобилей. — Ростов н/Д: Феникс, 2003. — 384 с.
4. М а р к о в В. А., Б а ш и р о в Р. М., Г а б и т о в И. И. Токсичность отработавших газов дизелей. — М.: Изд-во МГТУ, 2002. — 376 с.
5. К у л ь ч и ц к и й А. Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. — М.: Академический проект, 2004. — 400 с.
6. М и ш е н к о А. Н. Применение водорода для автомобильных двигателей. — Киев: Наукова думка, 1984. — 210 с.
7. Ж е г а л и н О. И., П о н о м а р е в Е. Г., Ж у р а в л е в В. Н. Альтернативные топлива и перспективы их применения на тракторных дизелях: Обзорная информация / Сер. 1. Тракторы и двигатели. Вып. 1. — М.: ЦНИИТЭИтракторсельхозмаш, 1986. — 41 с.
8. Fuels for the Future. A Survey of World Energy Alternatives. — London: Petroleum Economist, 1980. — P. 7.
9. Б у л ы г и н Ю. И., Ж и г у л и н И. Н., М а г н и т с к и й Ю. А., Я ц е н к о О. В. Математическое моделирование рабочего процесса поршневых машин: Монография. — Ростов н/Д: Изд-во РГУПС, 2001. — 208 с.
10. Б у л ы г и н Ю. И., Ж и г у л и н И. Н., Л а д о ш а Е. Н., Я ц е н к о О. В. Расчет энерго-экологических параметров ДВС «ENGINE» / Свид. об офиц. регистрации программы для ЭВМ № 2002610605. — М.: РОСПАТЕНТ, 2002.
11. Ж и г у л и н И. Н., Л а д о ш а Е. Н., Я ц е н к о О. В. Теплообмен в энергетических и транспортных системах. — Ростов н/Д: Изд-во РГУПС, 2002. — 432 с.
12. Л а д о ш а Е. Н., Я ц е н к о О. В., Г и р ш Д. С. Рабочий процесс в поршневом двигателе как большая распределенная динамическая система: информационная модель и программная реализация / Труды II всероссийской научной конф. — Самара: Изд-во СамГТУ, 2005. — Ч. 2. — С. 159—161.
13. Л а д о ш а Е. Н., Х о л о д о в а С. Н., Я ц е н к о О. В. Эколого-информационные технологии: компьютерное моделирование токсических характеристик поршневых двигателей внутреннего сгорания (кинетический подход) // Инженерная экология 2005. — № 4. — С. 40—51.
14. Л а д о ш а Е. Н., Х о л о д о в а С. Н., Я ц е н к о О. В. Статистические методы и идентификация математических моделей токсичности транспортных двигателей // Изв. вузов. Сев.-Кавк. регион. Естеств. науки. 2005. — № 2. — С. 20—26.
15. К о у л Дж. Методы возмущений в прикладной математике. — М.: Мир, 1972. — 274 с.
16. Я ц е н к о О. В. Радиационные, кинетические и термодинамические константы для компьютерного моделирования взаимодействий технических систем с неравновесными газами рабочей и окружающей сред / Св-во об официальной рег. БД № 2003620238. — М.: РОСПАТЕНТ, 2003.
17. Я ц е н к о О. В., З а г о р о д н ю к В. Т. Компьютерное моделирование задач прикладной физико-химической динамики. Ростов н/Д: Изд-во СКНЦ ВШ, 2001. — 200 с.
18. З е л ь д о в и ч Я. Б., С а д о в н и к о в П. Я., Ф р а н к - К а м е н е ц к и й Д. А. Окисление азота при горении. — М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1947. — 186 с.
19. W a r n a t z J. Resolution of gas phase and surface chemistry into elementary reactions // 24 th Symp. (Int.) Comb., The Combustion Institute, Pittsburg, 1993. — P. 197.
20. П и р у м о в У. Г. Математическое моделирование в проблемах охраны воздушного бассейна. — М.: Изд-во МАИ. 2001. — 244 с.