

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ И ШУМООБРАЗОВАНИЯ ДИЗЕЛЯ

Д-р техн. наук, проф. Л.Н. ГОЛУБКОВ, канд. техн. наук, проф. М.Г. ШАТРОВ,
асп. Л.А. ЕМЕЛЬЯНОВ, ассист К.П. ДЬЯКОНОВА

Рассматривается комплекс математических моделей, включающий в себя математические модели процессов подачи, впрыскивания, распыливания, испарения и сгорания топлива, рабочего цикла дизеля, а также образования сажи и окислов азота. Особое внимание уделено шумообразованию. Обосновывается адекватность модели.

A complex of mathematical model including mathematical models of fuel supply, injection, atomization, evaporation and combustion processes, diesel engine working cycle, as well as soot and nitrogen oxides formation is examined. A special attention is given to noise generation. The adequacy of models is being proved.

В МАДИ (ГТУ) был разработан и используется комплекс математических моделей процесса топливоподачи и рабочего цикла дизеля, включающий в себя математические модели процессов подачи, впрыскивания, распыливания, испарения и сгорания топлива, а также математическую модель рабочего процесса 4-тактного дизеля [1]. В дальнейшем комплекс математических моделей и пакет программ дополнены математической моделью аккумуляторной топливной системы типа Common rail, двухзонной математической моделью образования оксидов азота, а также моделью шумообразования от рабочего процесса дизеля.

Основная цель разработки комплекса заключалась в обеспечении связи конструкции и параметров топливной системы дизеля не только с показателями впрыскивания и распыливания топлива, но и с индикаторными показателями цикла, с оценками выбросов основных токсичных составляющих отработавших газов и уровня звуковой мощности.

На рис. 1 приведена расчетная схема АТС типа Common Rail с электрогидравлической форсункой (ЭГФ) фирмы Bosch (на схеме ЭГФ показана перед впрыскиванием топлива). Клапан 1 ЭГФ находится в нижнем положении, пружина клапана прижимает его к нижнему упору. Давление топлива в камере гидрозапираания 2 (над поршнем) p_n равно давлению в аккумуляторе p_a . Кроме давления p_n , иглу 4 и поршень 3 в нижнем положении удерживает пружина иглы.

После подачи управляющего импульса на электромагнит (ЭМ), сила ЭМ начинает возрастать. Преодолев силу затяжки пружины, клапан пойдет вверх и установится на верхний упор.

Надпоршневая полость соединится со сливом, и p_n резко упадет. Игла поднимется и начнется впрыскивание топлива. Важно отметить роль выступа на поршне с внешним диаметром $d''_{пор}$ (рис. 1). При подъеме выступа до упора он периодически перекрывает поток топлива через клапан, совершая колебательные движения у упора. После окончания управляющего импульса пружина электромагнита опустит клапан в нижнее исходное положение, игла опустится, впрыскивание топлива закончится.

Метод гидродинамического расчета аккумуляторной топливной системы (АТС) основан на численном интегрировании дифференциальных уравнений, описывающих неустановившееся движение вязкого топлива в топливопроводе [2], соединяющем аккумулятор и электрогидравлическую форсунку с учетом граничных условий на входе (аккумулятор) и на выходе из топливопровода (ЭГФ).

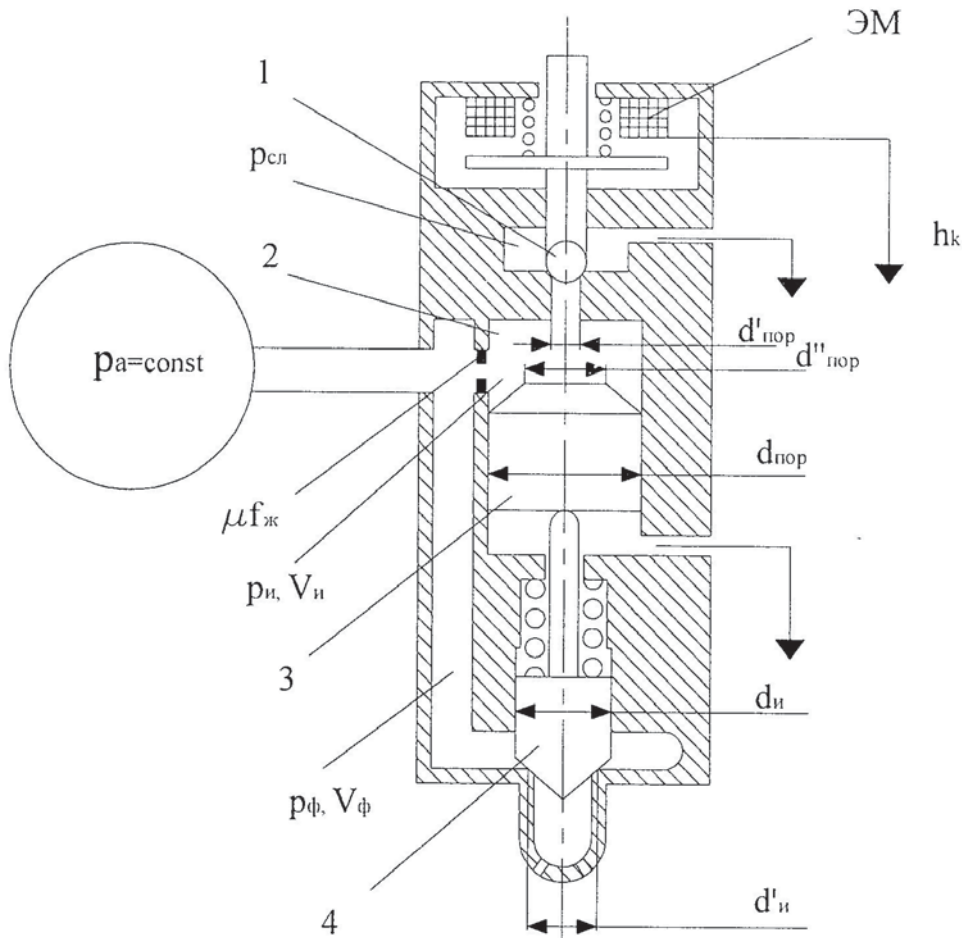


Рис. 1. Расчетная схема АТС с ЭГФ

Моделирование неустановившегося движения топлива в топливопроводе с помощью волн давления достаточно подробно описано [2, 3]. Остановимся на граничных условиях. Поскольку давление p_a в аккумуляторе принято постоянным, расчет граничных условий на входе заключается в вычислении прямой волны давления $F(t)$ с учетом прибывшей обратной волны $W(t)$ и фактора гидравлического сопротивления k :

$$F(t) = W(t)e^{-kL/a}; \quad (1)$$

где L — длина топливопровода, a — скорость звука в топливе.

Граничные условия на выходе из топливопровода описывают процессы в ЭГФ, уравнения (2)—(10).

$$\frac{dp_\phi}{dt} = \frac{1}{\alpha_\phi V_\phi} [f_\tau c' - q_\text{ж} - q_\phi - f_\text{и} c_\text{и} - z_\text{и}]; \quad (2)$$

$$\frac{dp_\text{и}}{dt} = \frac{1}{\alpha_\text{и} V_\text{и}} [f_\text{пор} c_\text{и} + q_\text{ж} - q_\text{к}]; \quad (3)$$

$$\frac{dc_\text{к}}{dt} = \frac{1}{M_\text{к}} [F_\text{пр} + \delta_\text{к} h_\text{к} - F_\text{эм} - f_\text{к} p_\text{и} + p_\text{сл} (f_\Delta - f_\text{к})]; \quad (4)$$

$$\frac{dh_k}{dt} = c_k; \quad (5)$$

$$\frac{dc_u}{dt} = \frac{1}{M_u} \left[(f_u - f'_u)(p_\phi - p_{\phi_0}) + f'_u p'_\phi - (f_{\text{пор}} - f''_{\text{пор}}) p_u + \right. \\ \left. + f'_{\text{пор}} p'_u + \sigma (f''_{\text{пор}} - f'_{\text{пор}}) \frac{p_u + p'_u}{2} - \delta' y \right]; \quad (6)$$

$$\frac{dy}{dt} = c_u; \quad (7)$$

$$W \left(t + \frac{L}{a} \right) = p_a - p_\phi + F \left(t - \frac{L}{a} \right) e^{-k(y/a)}; \quad (8)$$

$$c' = \frac{1}{a \rho_\tau} \left[p_a - p_\phi + 2F \left(t - \frac{L}{a} \right) e^{-k(y/a)} \right]; \quad (9)$$

$$p'_\phi = \left(\frac{\mu f_p}{\mu_c f_c} \right)^2 (p_\phi - p_u) + p_u, \quad (10)$$

где f_τ — площадь топливопровода; c — скорость топлива в выходном сечении топливопровода; α_ϕ — коэффициент сжимаемости топлива в объеме форсунки V_ϕ ; c_u, y — скорость и ход иглы; f_u, f'_u — площадь иглы и характерная площадь иглы, ограниченная запорным конусом; f_Δ — площадь направляющей клапана; f_k — площадь ограниченная запорным пояском клапана I (рис. 1); $f_{\text{пор}}$ — площадь поршня; M_k — масса клапана и движущихся с ним частей; $F_{\text{эм}}$ и $F_{\text{пр}}$ — силы электромагнита и его пружины; σ — ступенчатая функция ($\sigma = 0$ при нахождении поршня (и иглы) на верхнем упоре, иначе $\sigma = 1$); M_u — масса иглы и движущейся с ней частей; p_{ϕ_0} — давление начала подъема иглы форсунки; δ' — жесткость пружины иглы форсунки; p_ϕ — давление в каналах форсунки; p'_ϕ — давление перед распыливающими отверстиями; z_u — утечки через зазоры игла — корпус распылителя; $f''_{\text{пор}}, f'_{\text{пор}}$ — площади, соответствующие диаметрам $d''_{\text{пор}}, d'_{\text{пор}}$ (рис. 1); p'_u — давление в объеме между поршнем и клапаном; p_u, V_u — давление в камере гидрозапирания и ее объем; q_k — объем-

ный расход топлива через зазор между седлом и клапаном ЭГФ, $q_k = \mu_k f_{\text{кш}} \sqrt{\frac{2}{\rho_\tau}} \sqrt{p_u - p_{\text{сл}}}$,

где $\mu_k f_{\text{кш}}$ — эффективное проходное сечение клапанной щели, $p_{\text{сл}}$ — давление в камере слива ЭГФ; q_ϕ и $q_{\text{ж}}$ — объемные расходы через распылитель и жиклер с проходным сечением $\mu f_{\text{ж}}$ (рис. 1) как и q_k определяются по формуле Бернулли, $W(t + \frac{L}{a})$ — обратная волна,

формируемая на выходе из топливопровода, $F(t - \frac{L}{a})$ — прямая волна, подошедшая к ЭГФ;

ρ_τ — плотность топлива; μf_p — эффективное проходное сечение распылителя; $\mu_c f_c$ — эффективное проходное сечение распыливающих (сопловых) отверстий.

Уравнения (2) и (3) являются уравнениями объемных балансов в полостях V_ϕ и V_u . Остальные четыре уравнения системы (4)—(7) являются уравнениями динамического равновесия клапана и движущихся с ним частей, иглы и движущихся с ней частей.

Замыкают граничные условия уравнения для расчета $W(t + \frac{L}{a})$ и c' и для расчета давления впрыскивания (8)—(10).

В результате проведения гидродинамического расчета определяются параметры процесса топливоподачи, включая дифференциальную и интегральную характеристики впрыскивания.

Методика расчета мелкости и дальнобойности распыленного топлива по полуэмпирическим уравнениям МАДИ достаточно полно описана в [2].

В качестве исходных данных для расчета процессов тепловыделения используются основные результаты расчета впрыскивания, распыливания и дальнобойности топливной струи.

В основу методики расчета процессов испарения распыленного топлива положен метод расчета испарения капли, предложенный Н. И. Срезневским [4],

$$d_{\tau}^2 = d_k^2 - K\tau_n, \quad (11)$$

где d_k и d_{τ} — начальное и текущее значения диаметра капли; τ_n — время от начала испарения до текущего момента времени; K — константа испарения.

В основу расчета тепловыделения была положена математическая модель Н.Ф. Разлейцева [4] с некоторыми изменениями и дополнениями. На первом этапе выгорания паров топлива, образовавшихся за период задержки воспламенения при $\varphi > \varphi_n$ (φ_n — момент воспламенения) скорость тепловыделения определяется по зависимости

$$\frac{dx}{d\tau} = \left(P_0 + \frac{d\sigma_n}{d\tau} \right) / \left(1 + A_1 \left(P_0 + \frac{d\sigma_n}{d\tau} \right) \right), \quad (12)$$

где $P_0 = A_0 G_u (\sigma_{ш} - x_0)(b_0 \sigma_{ш} + x_0) / V_n$; $\frac{d\sigma_n}{d\tau}$ — скорость испарения топлива; G_u — цикловая подача; $\sigma_{ш}$ — доля паров, образовавшихся за период задержки воспламенения; x_0 — доля выгоревших паров, образовавшихся за период задержки воспламенения; V_n — объем цилиндра в момент воспламенения; b_0, A_0, A_1 — эмпирические коэффициенты.

На втором этапе быстрого диффузионного сгорания $\varphi_n < \varphi < \varphi_k$, где $\varphi_k = \varphi_{гп}$, $x = x_{гп}$ (граница второго этапа). Относительная скорость тепловыделения определяется по зависимости

$$\frac{dx}{d\tau} = \left(\frac{d\sigma_n}{d\tau} + P_2 \right) / \left(1 + A_4 \frac{d\sigma_n}{d\tau} \right), \quad (13)$$

где $P_2 = A_2 G_u (\alpha_p - x)(\sigma_n - x) / V_c$; α_p — коэффициент избытка воздуха; σ_n — доля испарившегося топлива; V_c — объем камеры сжатия; A_2 — эмпирический коэффициент; x — доля выгоревшего топлива.

Заключительным этапом расчета скорости тепловыделения является расчет тепловыделения при догорании, $x > x_{гп}$ и $\varphi > \varphi_k$. В этот период относительная скорость тепловыделения зависит от коэффициента избытка воздуха в зоне горения α_T и определяется по зависимости

$$\frac{dx}{d\tau} = A_3 \alpha_T (1 - \Delta_T - x) x, \quad (14)$$

где A_3 — коэффициент пропорциональности; α_r — текущее значение коэффициента избытка воздуха; Δ_r — недожог топлива (в массовых долях).

Результаты расчета тепловыделения в виде таблицы или в виде уравнения И.И. Вибе [3] используются для последующих расчетов (токсических выбросов, показателей рабочего цикла, шумообразования).

В основу метода расчета содержания в отработавших газах углерода и оксидов азота положены полуэмпирические зависимости, обоснованные в работах МАДИ [5], а также метод расчета образования оксидов азота по двухзонной математической модели сгорания по методике В.А. Звонова (подробно описано в [6]). Полуэмпирические зависимости основываются на обобщении результатов экспериментальных исследований, проведенных в МАДИ, ЯМЗ, ЛПИ, а также на теоретическом анализе процесса воспламенения [5]. В используемых формулах содержание углерода и оксидов азота в отработавших газах зависит от: относительной плотности топлива ρ , частоты вращения коленчатого вала $n_{кв}$, периода задержки воспламенения τ_i , доли топлива, испарившегося за период задержки воспламенения m_{vi} , коэффициента избытка воздуха α и коэффициентов K_{NO_x} и K_C , учитывающих особенности рабочего процесса дизеля.

Метод предусматривает расчет лишь суммарного количества каждого из двух компонентов по сходным зависимостям (в мг/л)

$$C = K_C \rho \cdot 10^{-3} n_{кв} \frac{\tau_i}{60} e^{\left[\frac{2\sqrt{k/\rho} \left(1 - \frac{m_{vi}}{G_u} \right)}{\alpha} \right]}, \quad (15)$$

$$NO_x = K_{NO_x} \rho e^{\left[\frac{k}{2\rho} \frac{m_{vi}}{G_u} \frac{1}{\alpha} \right]}, \quad (16)$$

где k — характеристический фактор топлива, зависящий от относительной плотности и средней температуры.

Для расчета показателей рабочего цикла применялась математическая модель рабочего процесса четырехтактного дизеля, разработанная в МАДИ А.С. Хачияном и В.В. Синявским [3, 7].

В основу моделирования спектров звуковой мощности положен частотный метод. В этом случае возбуждающий фактор, инициирующий колебания конструкции двигателя, описывается частотной зависимостью $G(f)$, а колебательные характеристики самой конструкции двигателя (передаточная функция структуры) — частотной зависимостью, $P(f)$. $G(f)$ и $P(f)$ представляют собой Фурье-образы соответственно временной функции силового фактора и переходного процесса в структуре двигателя, возбуждаемого единичным силовым импульсом.

При периодичности силового фактора с периодом T , что характерно для силовых явлений в ДВС, функции $G(f)$ и $P(f)$ определяются для множества дискретных значений

частоты $f = kf_0$, где $f_0 = \frac{1}{T}$; $k = 1, 2, \dots, \infty$, и решение о колебаниях структуры ДВС в

отдельных частотных полосах и по всему определяемому диапазону находится как суперпозиция решений для простых гармонических колебаний, находящихся в соответствующем частотном интервале [8, 9].

Таким образом, при возбуждении системы гармоническим силовым фактором с произвольной частотой kf_0 спектр звуковой мощности P_w источников структурного шума

$$P_w(kf_0) = z_s(kf_0)(\rho c)S_{\text{нар}} v_{e(s)}^{-2}(kf_0), \quad (17)$$

где $z_s(kf_0) = 1$ — нормированный по площади наружных поверхностей $S_{\text{нар}}$ относительный коэффициент сопротивления излучению; (ρc) — волновое сопротивление среды; $v_{e(s)}(kf_0)$ — средний по поверхности двигателя квадрат эффективной скорости колебаний, при полигармоническом возбуждении с числом гармоник N с учетом равенства Парсевала

$$v_{e(s)}^{-2}(kf_0) = \frac{1}{2\pi M} \left(\sum_{k=A}^N \frac{|F(kf_0)|}{\sqrt{2}} \right)^2 \frac{1}{z_v(kf_0)\eta(kf_0)(kf_0)^2}, \quad (18)$$

здесь $F(kf_0)$ — амплитуда силового воздействия на систему (определяется интегралом

Коши); M — масса двигателя; $\eta(kf_0) = \frac{172}{kf_0}$ — коэффициент неупругих потерь; $z_v(kf_0)$ —

входное сопротивление конструкции двигателя.

В соответствии с теорией Фурье амплитуда каждой гармоники $F(kf_0)$ определяется интегралом Коши:

$$F(kf_0) = \frac{S}{a} \sqrt{A_{(kf_0)}^2 + B_{(kf_0)}^2}, \quad (19)$$

$$A_{(kf_0)} = \sum_{i=1}^a p_{ri} \cos\left(\frac{ki2\pi}{a}\right), \quad (20)$$

$$B_{(kf_0)} = \sum_{i=1}^a p_{ri} \sin\left(\frac{ki2\pi}{a}\right), \quad (21)$$

где $A_{(kf_0)}, B_{(kf_0)}$ — коэффициенты Фурье; a — число равных частей, на которые разделен промежуток $[0, 4\pi]$; p_{ri} — давление в каждой i -ой точке индикаторной диаграммы; k — номер гармоники.

При вычислении амплитуд газовых сил $F(kf_0)$ квантование p_r в массиве исходных данных должно осуществляться на интервалах, в 10 раз меньших периода, соответствующего частоте верхней границы диапазона определения $F(kf_0)$.

Звуковая мощность $P_w(f_{\text{ср.г}})$ рассчитывается в октавных полосах на среднегеометрических частотах $f_{\text{ср.г}} = \sqrt{f_n f_k}$, где f_n — частота, соответствующая началу данной полосы, f_k — частота, соответствующая концу данной полосы.

Звуковая мощность для всего определяемого диапазона частот $P_{w\Sigma}$ находится как сумма звуковых мощностей для октавных полос

$$P_{w\Sigma} = \sum P_w(f_{\text{ср.г}}). \quad (22)$$

Уровень звуковой мощности для всего определяемого диапазона частот будет

$$L_{p\Sigma} = 10 \lg(P_{w\Sigma} / 10^{-12}). \quad (23)$$

Для оценки адекватности предложенной расчетной модели были использованы данные для дизеля 8ЧН12/12 по внешней скоростной характеристике. Здесь характеристика

тепловыделения задавалось по уравнению И.И. Вибге, коэффициенты которого определялись по полуэмпирическим зависимостям. Анализ кривых (рис. 2) показал, что полученные результаты с точностью от 0,42 до 1,98 дБ совпали в расчётных точках с экспериментальными данными [8], что является приемлемой точностью инженерных расчетов в акустике ДВС.

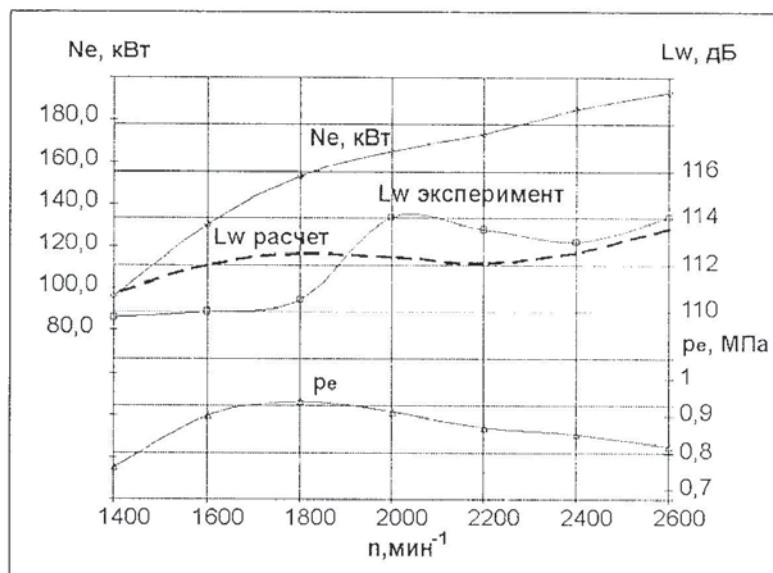


Рис.2. Внешняя скоростная характеристика дизеля 8ЧН12/12

Таблица 1

Расчетное и экспериментальное определение уровня звуковой мощности по внешней скоростной характеристике дизеля 8ЧН12/12

$n, \text{мин}^{-1}$	$N_e, \text{кВт}$	$p_e, \text{МПа}$	L_w — эксперимент, дБ	L_w — расчет, дБ	$\Delta L_w, \text{дБ}$
2600	192,9	0,82	114	113,58	-0,42
2400	184,6	0,85	113	112,54	-0,46
2200	173,2	0,87	113,5	112,11	-1,39
2000	164,7	0,91	114,0	112,32	-1,68
1800	153,1	0,94	110,5	112,46	1,96
1600	130,3	0,90	110,0	111,98	1,98
1400	96,3	0,76	109,8	110,79	1,04

Для идентификации и сопоставления расчетных показателей с экспериментальными (кроме сопоставления по уровню звуковой мощности рис. 2, табл. 1), были использованы результаты исследования рабочего процесса трех одноцилиндровых установок безнаддувного дизеля 1Ч 12/12 [7, 10].

В табл. 2 приведены результаты сопоставления опытных и расчетных данных по нагрузочной характеристике безнаддувного одноцилиндрового дизеля 1Ч 12/12 (на ДТ при оптимальном по p_i УОВ).

Было получено хорошее совпадение всех представленных показателей (значение большинства результатов лежит в приемлемых пределах, 0,5...7%), что подтверждает правильность выбора опытных коэффициентов для расчета процессов испарения и тепловыделения. В этом случае метод расчета оксидов азота по двухзонной математической модели [6] обеспечивает большую точность по сравнению с полуэмпирическими зависимостями [5].

Таблица 2

Результаты сопоставления опытных и расчетных данных

Показатели	p_i , МПа		p_z , МПа		$dp/d\phi$		T_{max} , °С	
	опыт	расчет	опыт	расчет	опыт	расчет	опыт	расчет
$g_{ц}$, мг	опыт	расчет	опыт	расчет	опыт	расчет	опыт	расчет
72,2	0,9100	0,9800	8,380	7,975	0,9770	0,9252	1715	1822
54,3	0,7100	0,7600	7,850	7,432	0,9860	0,8940	1542	1535
40,3	0,5300	0,5398	7,110	6,635	0,8270	0,7822	1352	1322
27,8	0,3400	0,3722	6,310	5,855	0,6550	0,6052	1125	1068
20,6	0,2350	0,2631	5,960	5,421	0,6340	0,5939	1021	1097

Продолжение таблицы 2

Показатели	С, ед. Bosch		NO _x , г/(кВт·ч)		
	опыт	расчет по методике МАДИ	опыт	расчет по методике МАДИ	расчет по двухзонной модели
$g_{ц}$, мг	опыт	расчет по методике МАДИ	опыт	расчет по методике МАДИ	расчет по двухзонной модели
72,2	-----	4,32	13,38	8,23	11,3
54,3	2,2	2,07	15,05	9,56	13,8
40,3	0,9	0,94	15,56	11,31	16,8
27,8	0,55	0,5	16,13	22,45	18,17
20,6	0,35	0,37	29,18	39,22	22,6

Для сопоставления опытной и расчетной регулировочных характеристик по углу опережения впрыскивания на режиме $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$, $g_{ми} = 61,4 \text{ мг/ц}$, использованы результаты испытаний автомобильного дизеля 1Ч 12/12. Было получено хорошее совпадение по удельному индикаторному расходу топлива, что еще раз подтверждает правильность выбора опытных коэффициентов для расчета процессов испарения и тепловыделения. Также было получено удовлетворительное совпадение по выбросам сажи и окислам азота (табл. 3).

Выводы

Разработан комплекс математических моделей и пакет программ, позволяющий связать конструкции и параметры топливной аппаратуры дизеля с индикаторными показателями цикла, с выбросами токсичных составляющих отработавших газов и уровнем зву-

Таблица 3

Результаты сопоставления опытной и расчетной характеристики по углу опережения впрыскивания

Ф _{о.в.} , ПКВ	g _и , г/кВт·ч		Выбросы сажи, ед. Bosch		Выбросы оксидов азота в пересчете на NO, млн ⁻¹	
	эксперимент	расчет	эксперимент	расчет	эксперимент	расчет
14	178	178,5	2,75	3,16	780	931
16	177	177	2,48	2,48	940	940
18	177,5	178,4	2,33	2,33	1060	1116
20	179,5	178,9	2,16	2,21	1180	1214

ковой мощности дизеля. Комплекс может быть использован при проектировании и доводке топливных систем и рабочего процесса дизелей.

Сопоставление результатов опыта и расчета показали, что реализованный в комплексе метод расчета выбросов сажи и окислов азота позволяет рассчитывать влияние основных параметров топливоподачи на уровень выбросов. Из сопоставления расчетных и экспериментальных данных, полученных в МАДИ и НАМИ, видно, что сходимость большинства результатов лежит в допустимых пределах и позволяет проводить качественный анализ влияния параметров ТА на показатели рабочего процесса. В отдельных случаях метод расчета оксидов азота по двухзонной математической модели В.А. Звонова [6] обеспечивает большую точность по сравнению с полуэмпирическими зависимостями [5].

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Математическое моделирование рабочих процессов автотракторного дизеля / Г.С. Корнилов, Л.Н. Голубков, С.Д. Скорodelов и др. // Двигатели внутреннего сгорания: проблемы, перспективы развития: Сб. науч. трудов. — М.: МАДИ, 2000. — С. 80—94.
2. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов и др. — М.: Машиностроение, 1990. — 288 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: В 3 кн. Кн. 3: Компьютерный практикум. Моделирование процессов в ДВС: Учеб. для вузов / В.Н. Луканин, М.Г. Шатров, Т.Ю. Кричевская и др.; Под ред. В.Н. Луканина и М.Г. Шатрова. — М.: Высшая школа, 2005. — 414 с.
4. Разлейцев Н. Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. — Харьков: Вища школа, 1980. — 169 с.
5. Гуреев А. А., Камфер Г. М. Испаряемость топлив для поршневых двигателей. — М.: Химия, 1982. — 264 с.
6. Звонов В. А., Корнилов Г. С., Заиграев Л. С. Методика расчета рабочего процесса и образования оксидов азота в цилиндре дизеля с неразделенной камерой сгорания / Проблемы конструкции двигателей и экология: Сб. науч. трудов. — М.: НАМИ, 1999. — Вып. 224. — С. 205—221.
7. Оценка возможности повышения экономичности дизелей с использованием расчетных циклов / А.С. Хачиян, В.В. Синявский, В.А. Гергенредер и др. / Рабочие процессы в двигателях внутреннего сгорания и их агрегатах: Сб. науч. трудов. — М.: МАДИ, 1987. — С. 43—51.
8. Алексеев И. В. Расчет колебательной скорости наружных поверхностей двигателя от основных источников структурного шума / Рабочие процессы и конструкция автотракторных ДВС: Сб. науч. трудов. — М.: МАДИ, 1984. — С. 118—129.
9. Шатров М. Г. Формализация описания структурного шума автомобильных поршневых ДВС для повышения их экологической эффективности в процессе жизненного цикла // Вестник МАДИ (ГТУ). — Вып. 6. — 2006. — С. 49—56.
10. Результаты испытаний дизеля, использующего в качестве топлива диметилвый эфир / Л.Н. Голубков, Т.Р. Филиппов, Г.А. Иванов и др. / Автомобили и двигатели: Сб. науч. трудов. — М.: НАМИ, 2003. — Вып. 231. — С. 41—51.