

В. А. Марков, С. Н. Девянин,  
В. И. Мальчук

## **ВЛИЯНИЕ КАЧЕСТВА ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ НА ЭКОНОМИЧЕСКИЕ И ЭКОЛОГИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ**

*Приведены результаты безмоторных и моторных испытаний системы топливоподачи с распылителями различных типов. Показана зависимость экономических и экологических показателей дизеля от качества процесса топливоподачи.*

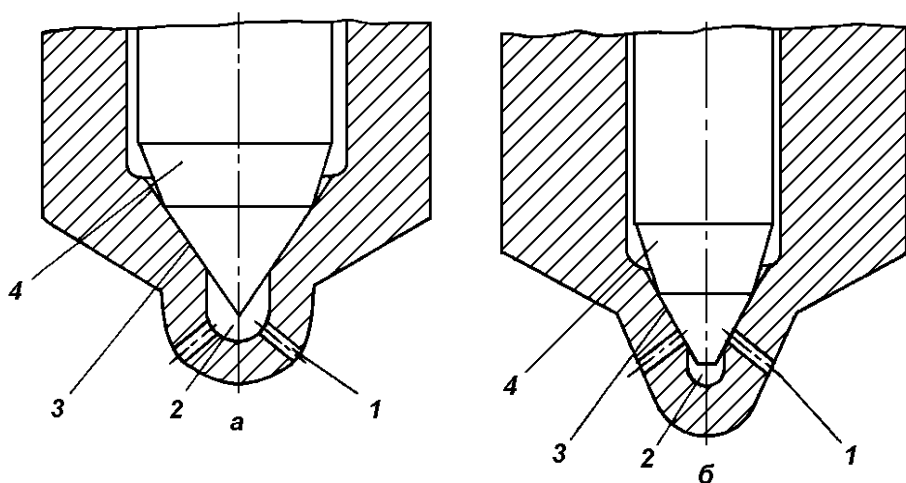
Система топливоподачи относится к наиболее важным системам дизельного двигателя. Процессы впрыскивания топлива, его распыливания и смесеобразования определяют эффективность рабочего процесса дизеля, его мощностные, экономические и экологические показатели [1, 2]. Причем, в связи с ухудшающейся экологической обстановкой в крупных городах показатели токсичности отработавших газов (ОГ) дизелей становятся приоритетными.

Особенностями дизельных двигателей транспортного назначения являются широкий диапазон скоростных и нагрузочных режимов (в условиях реальной эксплуатации транспортных средств) и сложная зависимость между показателями топливной экономичности и токсичности ОГ. В частности, при повышении эффективности процесса сгорания удельный эффективный расход топлива  $g_e$  и выбросы с ОГ продуктов неполного сгорания (монооксида углерода CO, несгоревших углеводородов  $CH_x$  и сажи C) снижаются, а выбросы одного из важнейших токсичных компонентов ОГ — оксидов азота  $NO_x$  — напротив, увеличиваются. Поэтому необходима оптимизация процессов топливоподачи и смесеобразования в целях достижения компромисса между указанными показателями работы дизеля [2, 3].

На современном этапе развития двигателестроения в качестве неперемennого условия получения высоких экономических и экологических показателей дизелей с объемным смесеобразованием рассматривается интенсификация процесса топливоподачи. Максимальные давления впрыскивания топлива уже перешли рубеж 100 МПа и планируется выпуск топливной аппаратуры с давлением впрыскивания порядка 200 МПа [4, 5]. Основной целью повышения давления впрыскивания является улучшение мелкои распыливания. Однако при достигнутом уровне давлений впрыскивания средний диаметр капель слабо зависит от интенсивности процесса топливоподачи, поэтому эффективность

дальнейшего повышения давления впрыскивания невелика. Кроме того, рост давлений впрыскивания ограничивается допустимым уровнем динамики сгорания топлива (величиной максимального давления сгорания  $p_z$  и интенсивностью нарастания давления при сгорании  $dp/d\varphi$ ), возможным увеличением эмиссии оксидов азота  $NO_x$ , а также возможностью попадания топлива на относительно холодные стенки камеры сгорания. Следует отметить, что длина струи топлива увеличивается при повышении давления  $p_{ф\max}$  до 80 МПа, а при дальнейшем его повышении остается постоянной [6]. При этом существенно ухудшается гидравлический КПД процесса топливоподачи и увеличивается мощность, необходимая для привода насоса [7]. Все эти факторы вынуждают двигателестроителей искать пути улучшения качества процесса топливоподачи, в том числе и без существенного повышения давления впрыскивания.

Задача совершенствования процессов топливоподачи и смешивания наиболее эффективно решается путем обработки конструкции проточной части распылителя форсунки. Заметное влияние на топливоподачу оказывает расположение распыливающих каналов. В большинстве отечественных и зарубежных распылителей распыливающие отверстия выходят в центральный канал под конусом иглы распылителя [8–10]. Таковыми являются, в частности, распылители типа 145.1112110 производства Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА). В этих распылителях устья распыливающих отверстий 1 (рис. 1, а), располагаются в колодце 2 ниже запорного конуса 3 иглы 4 форсунки. Такая конструкция более технологична, однако ее недо-



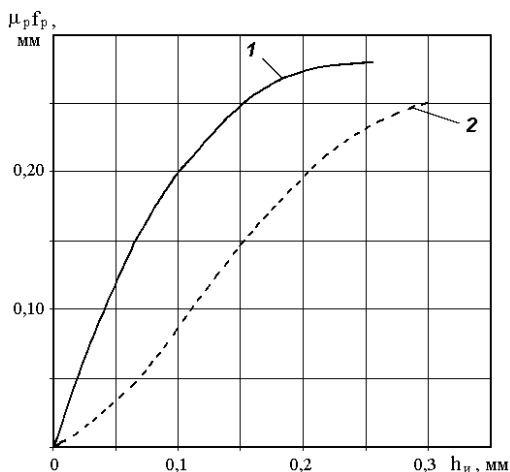
**Рис. 1. Конструктивные схемы распылителей типа 145.1112110 производства НЗТА (а) и распылителей типа DOP 119 S 534 фирмы Motorpal (Чехия) (б):**  
 1 — распыливающее отверстие; 2 — колодец; 3 — седло; 4 — игла

статком является подача топлива, остающегося после закрытия иглы в колодце, в камеру сгорания дизеля под низким давлением, что способствует повышению выбросов сажи и других продуктов неполного сгорания с ОГ. Этот недостаток устраняется при уменьшении объема колодца или при выходе распыливающих отверстий на поверхность запирающего конуса распылителя [8–10]. По такой схеме выполнены, в частности, распылители типа DOP 119 S 534 фирмы Motorpal (Чехия), в которых устья распыливающих отверстий 1 (рис. 1, б) размещены на конической поверхности 3 выше колодца 2, выполненного с уменьшенным объемом. В этом случае при посадке иглы 4 на конус 3 в заключительной фазе топливоподачи объем топлива, сосредоточенный в полости под иглой (в колодце 3), оказывается изолирован от распыливающих отверстий 1.

Исследования распылителей с выходом распыливающих отверстий в колодец (распылители, выполненные по варианту I) и на поверхность запирающего конуса иглы (распылители, выполненные по варианту II), проведенные фирмами R. Bosch (Германия) и AVL (Австрия), а в отечественном двигателестроении — в ГТУ “МАДИ” [9, 10], позволили отметить больший объем (“пучистость”) струи топлива у распылителей, изготовленных по варианту II. Основной причиной этого является относительно низкая эффективная площадь проходного сечения распылителей II (распылителей Motorpal, кривая 2 на рис. 2) по сравнению с распылителями I (распылителей НЗТА, кривая 1, см. рис. 2), особенно при малых подъемах иглы форсунки. Следует отметить увеличение максимальной скорости истечения топлива в сопловых каналах

распылителей, выполненных по варианту II. Имеет место также более быстрое открытие иглы у этого варианта форсунки из-за более низкой пропускной способности распылителя, которая приводит к повышению давления впрыскивания, действующего на поверхность иглы в направлении ее открытия.

Указанное улучшение качества процессов топливоподачи и смесеобразования при использовании распылителей (вариант II) позволило повысить эффективность сгорания



**Рис. 2.** Зависимости эквивалентного проходного сечения  $\mu_p f_p$  от хода  $h_n$  иглы форсунки распылителей:

1 — конструкция НЗТА; 2 — фирма Motorpal

и уменьшить эмиссию продуктов неполного сгорания топлива. В частности, при переходе от работы с распылителями, выполненными по варианту I, к работе с распылителями, выполненными по варианту II, отмечено снижение содержания в ОГ несгоревших углеводородов в 3–4 раза. Причиной высокой эмиссии  $\text{CH}_x$  при использовании форсунки (вариант I) является то, что топливо, находящееся в ее подыгольной полости, “выпаривается” или выдувается в камеру сгорания в конечной фазе впрыскивания и не успевает полностью сгореть, а затем попадает в ОГ. Меньшие выбросы с ОГ продуктов неполного сгорания топлива в двигателе с форсункой, изготовленной по варианту II, объясняются также тем, что при посадке иглы на седло в камеру сгорания впрыскивается меньше топлива, и при больших давлениях (топливо получает дополнительный импульс и при топливоподаче лучше распыливается). Форсунка (вариант II) отличается меньшим количеством топлива, впрыскиваемого в период задержки воспламенения, что способствует снижению выброса с ОГ оксидов азота  $\text{NO}_x$ . Кроме того, как отмечено в работе [9], при рациональном выборе отношения длины распыливающего отверстия  $l_p$  к его диаметру  $d_p$ , распылитель, выполненный по варианту II, обеспечивает более мелкое распыливание топлива.

Упомянутые результаты исследований получены либо при стационарном истечении топлива через распыливающие отверстия форсунок (ГТУ “МАДИ”), либо на ограниченном числе режимов работы дизеля (фирм R. Bosch и AVL), что не позволяет в полной мере оценить влияние конструкции распылителя на характеристики процессов впрыскивания и распыливания топлива, а также на показатели работы дизеля. Для проведения такой оценки авторами выполнены дополнительные экспериментальные исследования как на безмоторных установках, так и в условиях работы топливной системы на дизеле.

Влияние конструкции проточной части распылителя форсунки на параметры и характеристики процессов впрыскивания и распыливания топлива при безмоторных исследованиях оценено с использованием дизельной топливоподающей системы (производство НЗТА), состоящей из топливного насоса высокого давления (ТНВД) типа 4 УТНМ с диаметром плунжеров  $d_{пл} = 9$  мм и их полным ходом  $h_{пл} = 10$  мм, топливопроводов высокого давления с внутренним диаметром 2,0 мм и длиной  $L_T = 690$  мм и форсунок ФДМ-22, которые отрегулированы на давление начала впрыскивания  $p_{ф0} = 22,0$  МПа. Такая система топливоподачи используется в дизеле Д-245 (4 ЧН 11/12,5), устанавливаемом на тракторы “Беларусь” (Минский моторный завод), малотоннажные автомобили ЗиЛ-5301 “Бычок” (завод им. Лихачева) и автобусы “ПАЗ” (Павловский автобусный завод). При испытаниях форсунки поочередно оснащали упомянутыми распылителями типа 145.1112110

(производство НЗТА) и распылителями типа DOP 119 S 534 (фирма Motorpal). Конструктивные схемы исследуемых распылителей приведены на рис. 1, зависимости эквивалентного проходного сечения  $\mu_p f_p$  распылителей от хода  $h_n$  иглы форсунки — на рис. 2, а некоторые характеристики этих распылителей приведены в табл. 1 и 2. При этом распылители конструкции НЗТА выполнены с диаметром иглы  $d_n = 6,0$  мм (по направляющей), а распылители фирмы Motorpal — с  $d_n = 5,0$  мм.

Таблица 1

**Параметры распылителей**

№ распылителя	Изготовитель, маркировка	Диаметр распыливающих отверстий $d_p$ , мм	Число распыливающих отверстий $i_p$	Максимальный ход иглы $h_n$ , мм	Суммарная эффективная площадь распылителя в сборе $\mu_p f_p$ , мм <sup>2</sup>
1	НЗТА, 145.1112110	0,32	5	0,26	0,278
2	Motorpal, DOP 119 S 534	0,34	5	0,30	0,250

Пр и м е ч а н и е. Величины  $\mu_p f_p$  приведены при максимальном подъеме иглы форсунки; указанные значения  $h_n$  и  $\mu_p f_p$  — средние для комплекта распылителей.

Таблица 2

**Расположение распыливающих отверстий**

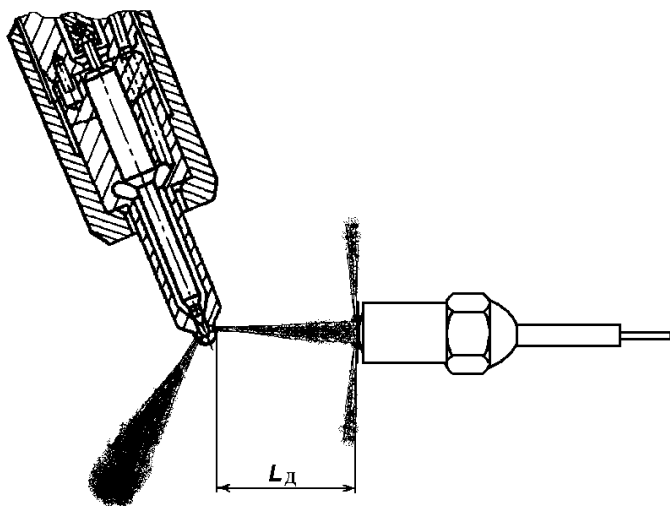
№ отверстия	Распылитель № 1 (НЗТА, 145.1112110)		Распылитель № 2 (Motorpal, DOP 119 S 534)	
	Угловое расположение отверстия относительно штифта, град	Угол наклона отверстия относительно оси распылителя, град	Угловое расположение отверстия относительно штифта, град	Угол наклона отверстия относительно оси распылителя, град
1	8	62	8	63,5
2	90	71,5	90	72
3	172	62	172	63
4	237	52	237	52,5
5	303	52	303	53,5

Безмоторные исследования указанных распылителей проведены на топливном стенде венгерской фирмы Merkiz. Исследуемый ТНВД, вращающийся от электродвигателя стенда, подавал топливо через нагнетательный топливопровод к исследуемой форсунке, которая впрыскивала топливо в среду без противодействия, причем одна из струй топлива была направлена на датчик, измеряющий силовое воздействие струи топлива.

Стенд оборудован комплексом необходимой измерительной аппаратуры. В процессе испытаний измеряли частоту вращения  $n_{тн}$  кулачкового вала ТНВД с помощью стендового тахометра аналогового типа. Объемная цикловая подача  $q_{ц}$  топлива определялась путем замера его расхода через форсунки при помощи мерных колб (мензурок) стенда за фиксированное число впрыскиваний. При испытаниях регистрировали давление топлива  $p_{ф}$  в нагнетательном топливопроводе у штуцера форсунки при помощи пьезометрического датчика давления типа Т6000 и опорный сигнал (угловую метку) положения вала привода ТНВД с помощью индукционного датчика, фиксирующего момент прохождения “флажка” мимо датчика.

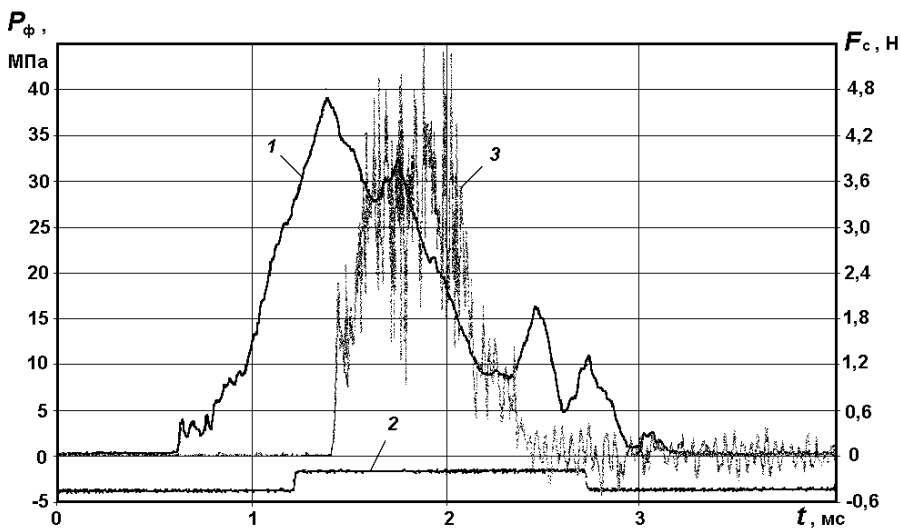
Как отмечено ранее, стенд был дооборудован датчиком, регистрирующим силу  $F_c$  гидродинамического давления струи распыливаемого топлива на воспринимающую поверхность датчика. Датчик создан на основе пьезодатчика давления ЛХ-601, имеющего высокую чувствительность и хорошую частотную характеристику (диапазон измеряемых частот до 90 кГц). На чувствительную мембрану датчика была наклеена воспринимающая пластинка массой 0,2 г и диаметром 18 мм. При испытаниях на стенде можно изменять расстояние  $L_d$  от одного из распыливающих отверстий форсунки до воспринимающей поверхности датчика. Датчик устанавливался в двух положениях — при  $L_d = 5$  мм и  $L_d = 50$  мм. Схема установки датчика силового воздействия струи топлива приведена на рис. 3.

Сигналы от датчика углового положения вала привода ТНВД, датчика давления  $p_{ф}$  топлива у штуцера форсунки и датчика гидродина-



**Рис. 3. Схема установки датчика гидродинамического давления струи топлива на воспринимающую поверхность датчика:**

$L_d$  — расстояние от распыливающего отверстия форсунки до датчика



**Рис. 4.** Осциллограммы процессов впрыскивания и распыливания топлива исследуемым распылителем конструкции НЗТА на режимах с частотой вращения  $n_{\text{тн}} = 1200 \text{ мин}^{-1}$  и полной нагрузкой, полученные при установке датчика силового воздействия струи топлива на расстоянии  $L_{\text{д}} = 5 \text{ мм}$  от распыливающего отверстия форсунки:

$p_{\phi}$  — давление топлива на входе в форсунку;  $F_c$  — сила гидродинамического давления струи топлива на поверхность датчика

мического давления  $F_c$  струи распыливаемого топлива подавались на измерительно-вычислительный комплекс (ИВК-9), имеющий девять входных независимых каналов с синхронной частотой опроса датчиков, проводимого через 6,1 мкс. Информация в ИВК-9 обрабатывалась и сохранялась в ПЭВМ на жестком диске в виде файла. При необходимости эту информацию можно вывести на экран монитора в графическом или цифровом виде, на принтер и т.д.

Примеры получаемых при исследованиях осциллограмм давления  $p_{\phi}$  (кривая 1), силы  $F_c$  (кривая 3) и сигнала метки (кривая 2) приведены на рис. 4. Сигнал угловой метки на полученных осциллограммах позволяет связать процесс изменения давления  $p_{\phi}$  и реакции струи  $F_c$  с положением вала ТНВД при изменениях частоты вращения, цикловой подачи топлива, расстояния  $L_{\text{д}}$  от датчика давления струи до распыливающего отверстия. Перед началом экспериментальных исследований датчики тарировали. Статическая тарировка датчика силы  $F_c$  — это определение величины электрического сигнала, регистрируемого ИВК-9, при нагружении воспринимающей поверхности датчика гидродинамического давления струи гирьками различной массы. Тарировку проводили гирьками, создающими силу тяжести в диапазоне от 0 до 8 Н. Датчик имел линейную тарировочную зависимость с величиной доверительной вероятности, равной 0,9998.

Исследуемую систему топливоподачи испытывали на двух скоростных режимах с частотой вращения кулачкового вала ТНВД  $n_{\text{тн}} = 1200$  и  $800 \text{ мин}^{-1}$ . На каждом из этих скоростных режимов устанавливали пять нагрузочных режимов (пять цикловых подач топлива  $q_{\text{ц}}$ ), соответствующих нагрузочным режимам 13-ступенчатого цикла, используемого при испытаниях транспортных дизелей на токсичность их ОГ. При этом полной нагрузке двигателя (крутящему моменту двигателя  $M_e$ , равному 100 %) соответствовала цикловая подача топлива  $q_{\text{ц}} = 75 \dots 83 \text{ мм}^3$  (разброс значений  $q_{\text{ц}}$  при неизменном положении дозирующей рейки ТНВД обусловлен различными значениями суммарной эффективной площади  $\mu_p f_p$  распыливающих отверстий исследуемых распылителей, см. табл.1). Частичным нагрузкам двигателя при  $M_e = 75, 50, 25$  и  $10 \%$  соответствовали цикловые подачи топлива  $q_{\text{ц}} = 62 \dots 74, 40 \dots 50, 30 \dots 35$  и  $21 \dots 29 \text{ мм}^3$ . Испытания проводили на дизельном топливе с плотностью  $\rho_{\text{т}} = 830 \text{ кг/м}^3$  и вязкостью  $\nu_{\text{т}} = 3,0 \text{ мм}^2/\text{с}$ .

Качественный анализ полученных при экспериментальных исследованиях результатов позволил отметить следующие особенности осциллограмм силы  $F_c$  гидродинамического давления струи топлива (см. рис. 4). Характерной особенностью этих осциллограмм является наличие выраженных пульсаций силы  $F_c$ , свидетельствующих о значительных возмущениях струи распыливаемого топлива. Также заметны деформация переднего и заднего фронтов характеристики силы  $F_c$  и значительное уменьшение величины этой силы при увеличении  $L_d$  из-за рассеяния энергии струи топлива, взаимодействующей с воздухом.

Геометрия проточной части исследуемых распылителей оказывает заметное влияние на основные параметры процессов впрыскивания и распыливания топлива. Обработка полученных при экспериментальных исследованиях осциллограмм (см. рис. 4) позволила оценить величины двух важных параметров топливоподачи — среднего давления впрыскивания  $p_{\text{ф ср}}$  и его продолжительности  $\tau_b$  при использовании исследуемых распылителей. Эти параметры заметно влияют на эффективность процессов впрыскивания и распыливания топлива и, в конечном итоге, — на экономические и экологические показатели транспортного дизеля [1, 2, 4].

Среднее давление впрыскивания  $p_{\text{ф ср}}$  характеризует суммарную энергию, реализуемую за период впрыскивания. При повышении  $p_{\text{ф ср}}$  изменяется характер протекания процесса смесеобразования. Распад струи топлива начинается непосредственно на выходе из распыливающего отверстия, возрастает объем струи, и достигается более полный охват камеры сгорания струями топлива. Кроме того, при интенсификации впрыскивания увеличиваются скорости протекания топлива по распыливающим отверстиям (приводящие к турбулизации потока)

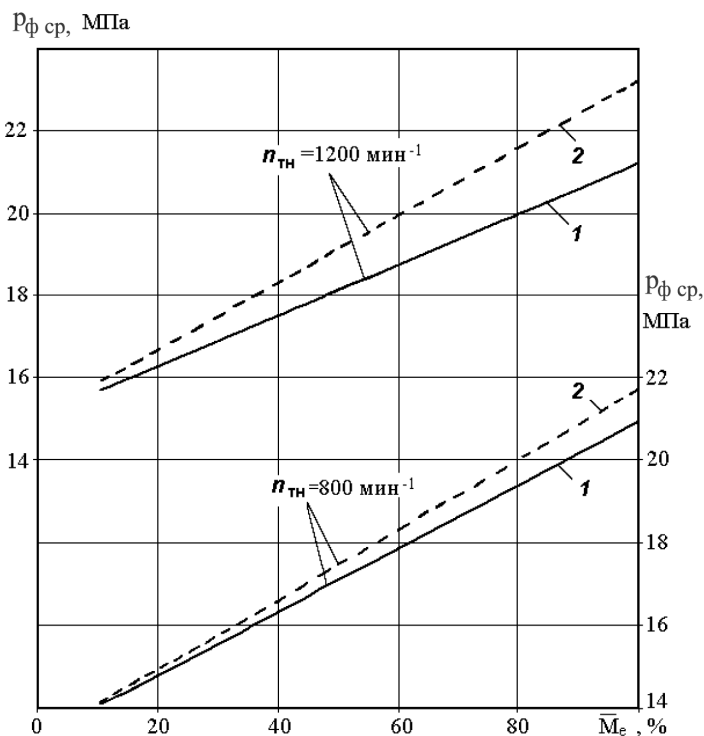


и скорости распространения струй топлива в камере сгорания. Эти факторы приводят к уменьшению диаметра капель топлива и выравниванию значений коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  по объему камеры сгорания.

При увеличении давлений впрыскивания сокращается продолжительность впрыскивания  $\tau_{\text{впр}}$  (или выраженная в градусах поворота кулачкового вала (п.кул.в.) —  $\varphi_{\text{впр}}$ ). В современных быстроходных дизелях транспортного назначения величина  $\varphi_{\text{впр}}$  обычно не превышает  $10 \dots 15^\circ$  п.кул.в. ТНВД ( $20 \dots 30^\circ$  п.к.в. — поворота коленчатого вала двигателя). В большинстве случаев, если нет нарушений согласования  $\varphi_{\text{впр}}$  и параметров воздушного заряда, уменьшение продолжительности впрыскивания улучшает качество процесса смесеобразования, увеличивает эффективность процесса сгорания и снижает выбросы сажи (углерода С) и других продуктов неполного сгорания топлива (монооксида углерода СО и легких углеводородов  $\text{СН}_x$ ). Но при этом может увеличиваться эмиссия оксидов азота  $\text{NO}_x$ . Однако при сокращении продолжительности впрыскивания появляется возможность работы с поздними углами опережения впрыскивания топлива, позволяющими снизить эмиссию  $\text{NO}_x$ .

При проведении экспериментальных исследований величины давления впрыскивания (давления топлива  $p_{\text{впр}}$  перед распыливающими отверстиями форсунки) и продолжительность впрыскивания  $\tau_{\text{впр}}$ , определяемая обычно временем подъема иглы форсунки, непосредственно не измеряли. Но эти два параметра с достаточной степенью точности характеризуются соответственно давлением топлива  $p_{\text{ф}}$  в нагнетательном топливопроводе у штуцера форсунки и продолжительностью воздействия  $\tau_{\text{в}}$  струи топлива на датчик силового воздействия струи топлива, установленный на расстоянии  $L_{\text{д}}=5$  мм от распыливающего отверстия форсунки.

Характеристики среднего за период впрыскивания давления топлива  $p_{\text{ф ср}}$  на входе в форсунку, полученные при экспериментальных исследованиях распылителей (конструкции НЗТА и фирмы Motorpal (см. табл. 1, 2), представлены на рис. 5. Анализ характеристик  $p_{\text{ф ср}}$ , полученных на режимах с различными частотой вращения  $n_{\text{тн}}$  кулачкового вала ТНВД и нагрузкой (при подачах топлива  $q_{\text{ц}}$ , соответствующих различным значениям крутящего момента  $M_e$  коленчатого вала двигателя), показал, что на всех исследованных режимах наибольшие давления  $p_{\text{ф ср}}$  наблюдаются при установке распылителей фирмы Motorpal. В частности, на режиме номинальной мощности при  $n_{\text{тн}}=1200 \text{ мин}^{-1}$  и  $M_e=100\%$  распылитель фирмы Motorpal обеспечивает среднее за время впрыскивания давление на входе в форсунку  $p_{\text{ф ср}} = 23,2 \text{ МПа}$ , а распылитель конструкции НЗТА —  $p_{\text{ф ср}} = 21,2 \text{ МПа}$ . Преимущество



**Рис. 5. Зависимость среднего за время впрыскивания давления  $P_{ф\ ср}$  топлива на входе в форсунку от скоростного и нагрузочного режимов при использовании распылителей:**

1 — конструкция НЗТА; 2 — фирма Motorpal

распылителей фирмы Motorpal по величине  $p_{ф\ ср}$  объясняется меньшими значениями суммарной эффективной площади  $\mu_p f_p$ , имеющими место при всех подъемах иглы форсунки  $h_{и}$  (см. рис. 2).

Тип используемого распылителя влияет и на продолжительность процесса впрыскивания, о чем свидетельствуют характеристики продолжительности воздействия  $\tau_{в}$  струи топлива на датчик силы  $F_c$  (рис. 6). Наибольшая продолжительность впрыскивания отмечена при установке распылителей фирмы Motorpal. На номинальном режиме работы при частоте вращения  $n_{тн} = 1200 \text{ мин}^{-1}$  и нагрузке  $M_e = 100 \%$  использование этих распылителей дает продолжительность впрыскивания  $\tau_{в} = 1,13 \text{ мс}$ , а распылителя конструкции НЗТА —  $\tau_{в} = 0,93 \text{ мс}$ . Большая продолжительность впрыскивания распылителями фирмы Motorpal отмечена и на других исследуемых режимах. Как и в случае со средним давлением  $p_{ф\ ср}$ , такая зависимость  $\tau_{в}$  от типа распылителя объясняется меньшими значениями эквивалентного проходного сечения распыливающих отверстий  $\mu_p f_p$  у распылителей фирмы Motorpal.

Геометрия проточной части исследуемых распылителей оказывает заметное влияние на ряд других параметров процессов впрыскивания и

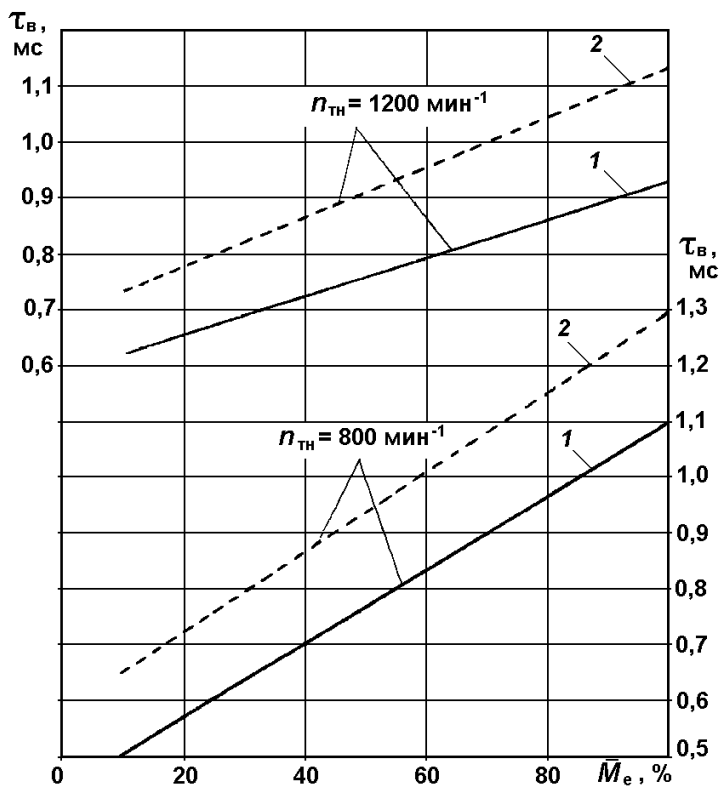


Рис. 6. Зависимость времени  $\tau_b$  впрыскивания от скоростного и нагрузочного режимов при использовании распылителей: 1 и 2 — см. рис. 5

распыливания топлива. Одним из таких параметров является силовое воздействие  $F_c$  струи топлива, характеризующее интенсивность процесса впрыскивания топлива. Средняя за время впрыскивания сила  $F_{c\text{cp}}$  гидродинамического давления струи топлива на воспринимающую поверхность датчика может быть определена по известному аналитическому соотношению [11, 12]

$$F_{c\text{cp}} = \rho_T U_c Q_c \sin \gamma, \quad (1)$$

где  $\rho_T$  — плотность используемого топлива;  $U_c$  — средняя скорость истечения топлива из распыливающего отверстия;  $Q_c$  — объемный расход топлива через распыливающее отверстие;  $\gamma$  — угол между осью струи и воспринимающей поверхностью датчика. Из выражения (1) следует, что величина  $F_{c\text{cp}}$  характеризует энергию струи топлива, которая, в свою очередь, определяет другие параметры процессов впрыскивания и распыливания.

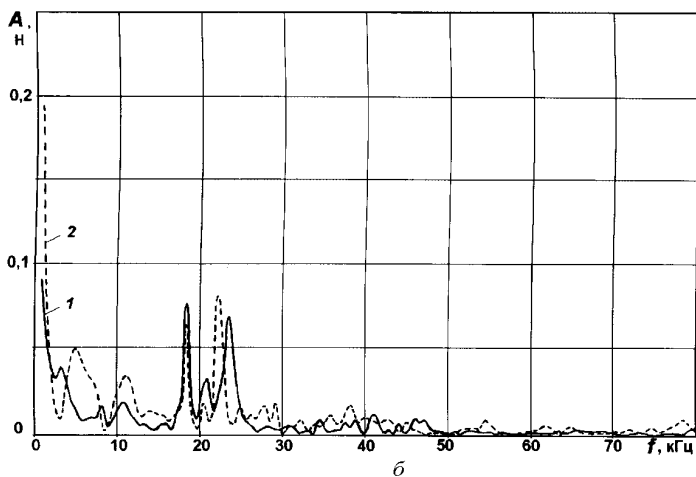
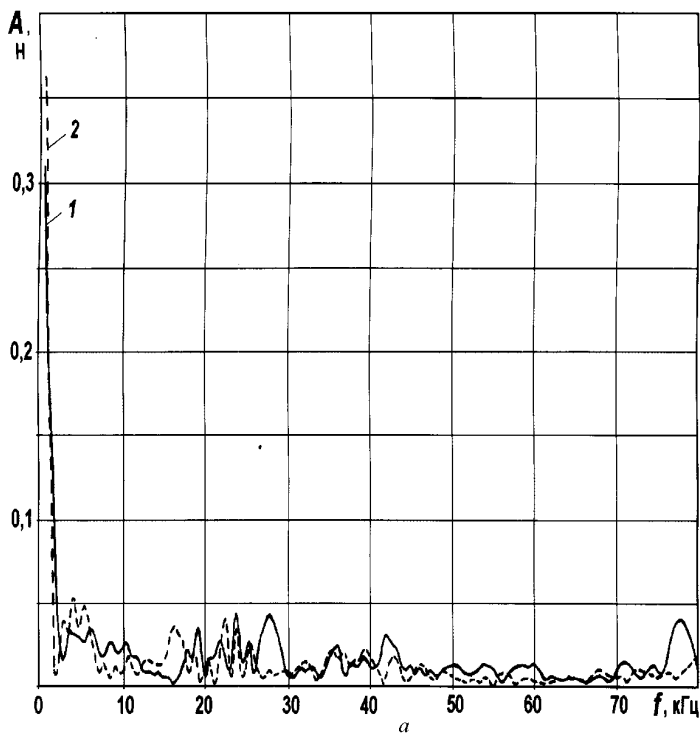
Как отмечено ранее, осциллограммы силы  $F_c$  гидродинамического давления струи топлива на поверхность датчика (см. рис. 4) имеют ярко выраженный колебательный характер. Поэтому величина си-

лы  $F_c$  не в полной мере характеризует возмущенность струи топлива (ее турбулизацию) и склонность ее к распаду в камере сгорания дизеля. Степень возмущенности струи топлива (наличие в ней пульсаций давления) можно оценить при частотном анализе характеристики силы  $F_c$ , т.е. оценивая величины амплитуд низко-, средне- и высокочастотных составляющих указанной характеристики. Для этого были проведены расчетные исследования на персональном компьютере в программной среде операционной системы Windows 2000 с использованием встроенного пакета математических функций электронных таблиц Excel.

При расчетном исследовании было выделено 256 точек, по которым анализировали осциллограммы силы  $F_c$  (см. рис. 4), равномерно расположенные во временном диапазоне  $\Delta\tau = 1,56$  мс (интервал между смежными точками составил  $\delta\tau = 0,0061$  мс = 6,1 мкс). На каждом исследуемом режиме работы характеристика силы  $F_c$ , описываемая этой совокупностью точек, разлагалась в ряд Фурье, позволявший представить исходную негармоническую функцию в виде суммы бесконечного множества гармонических функций с различными частотой  $f$  (периодом  $T$ ) и амплитудой  $A$ . По результатам проведенных расчетных исследований построены амплитудно-частотные спектры (АЧС), вид которых представлен на рис. 7.

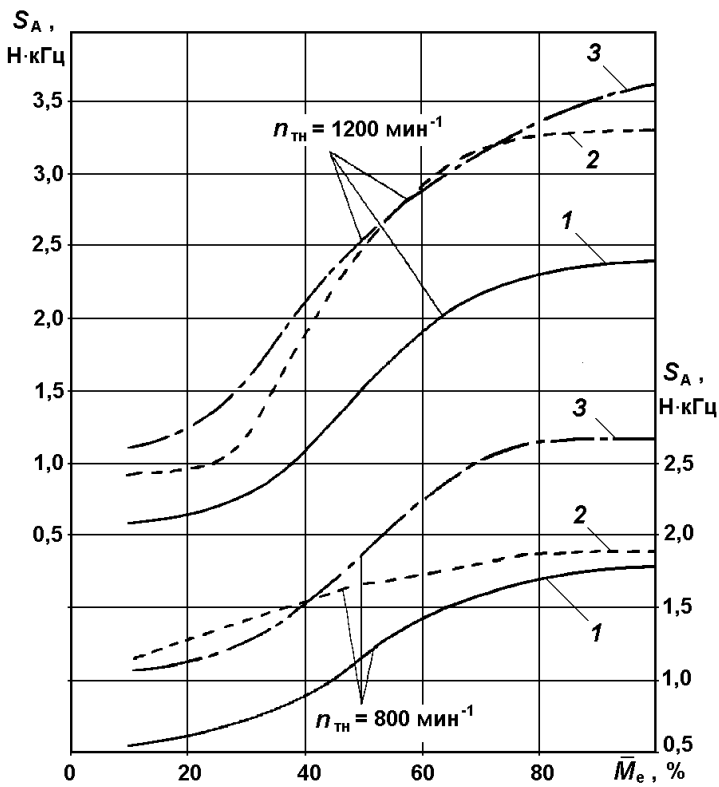
Сравнительный анализ полученных АЧС показал, что при установке датчика силы  $F_c$  на расстоянии  $L_d = 5$  мм от распыливающего отверстия форсунки диапазон частот  $f$  колебаний силы  $F_c$ , в котором амплитуды имеют значимые величины, составил 0,64...80 кГц (см. рис. 7, а). Для экспериментов с установкой датчика силы  $F_c$  на расстоянии  $L_d = 50$  мм от распыливающего отверстия форсунки характерно уменьшение максимальных частот колебаний со значимыми амплитудами до  $f = 50$  кГц (см. рис. 7, б). Такая закономерность изменения характеристик силы  $F_c$  при увеличении  $L_d$  наблюдается на всех режимах работы обоих типов исследуемых распылителей.

Для оценки степени турбулизации струи распыливаемого топлива с использованием полученных АЧС были рассчитаны значения площади  $S_A$  под АЧС, характеризующие интегральную для всего диапазона частот  $f$  (0,64...80 кГц) возмущенность струи топлива. Анализ полученных характеристик площади  $S_A$  под АЧС (рис. 8) показал, что при удалении фронта струи топлива от распыливающего отверстия форсунки степень турбулизации струи топлива значительно уменьшается. Например, при исследовании распылителя НЗТА на номинальном режиме при  $n_{\text{тн}} = 1200$  мин<sup>-1</sup> и  $M_e = 100$  % площадь под АЧС уменьшается с  $S_A = 3,60$  Н·кГц при  $L_d = 5$  мм до  $S_A = 2,35$  Н·кГц при  $L_d = 50$  мм (см. рис. 8).



**Рис. 7.** Амплитудно-частотные спектры колебаний силы  $F_c$  гидродинамического давления струи топлива на поверхность датчика на расстоянии  $L_d = 5$  мм (а) и  $L_d = 50$  мм (б) на режимах с частотой вращения  $n_{тн} = 1200$  мин<sup>-1</sup> и нагрузкой  $M_e = 10\%$  при использовании распылителей: 1 и 2 — см. рис. 5

Значительно изменяется величина площади  $S_A$  и при смене скоростного и нагрузочного режимов работы топливоподающей аппаратуры. При использовании распылителя НЗТА, полной нагрузке  $M_e = 100\%$  (полной подаче топлива) и  $L_d = 5$  мм снижение частоты вращения  $n_{тн}$  кулачкового вала ТНВД от 1200 до 800 мин<sup>-1</sup> приводит к уменьшению



**Рис. 8.** Зависимость площади  $S_A$  под АЧС колебаний силы  $F_c$  гидродинамического давления струи топлива на поверхность датчика на расстоянии  $L_d = 5$  мм (кривая 3) и  $L_d = 50$  мм (кривые 1 и 2) от скоростного и нагрузочного режимов при использовании распылителей:

1 и 3 — конструкция НЗТА; 2 — фирма Motorpal

площади  $S_A$  от 3,60 до 2,65 Н·кгц. Падение нагрузки  $M_e$  со 100 до 10 % (при  $n_{TH} = 1200 \text{ мин}^{-1}$ ) приводит в этом случае к уменьшению  $S_A$  от 3,60 до 1,15 Н·кгц (см. рис. 8). Таким образом, нагрузочный режим работы топливоподающей аппаратуры (цикловая подача топлива  $q_{ц}$ ) оказывает большее влияние на возмущенность струи распыливаемого топлива, чем ее скоростной режим (частота вращения  $n_{TH}$ ). Этим и обусловлено значительное ухудшение качества процессов распыливания топлива и смесеобразования на режимах с малой нагрузкой.

Улучшение качества распыливания топлива в широком диапазоне режимов работы топливоподающей аппаратуры может быть достигнуто путем оптимизации геометрии проточной части распылителя форсунки, оказывающей заметное влияние на величину площади  $S_A$  под АЧС. При этом следует заметить, что полученный при экспериментальных исследованиях распылителя фирмы Motorpal на режимах  $n = 800 \text{ мин}^{-1}$  (см. рис. 8) график зависимости  $S_A = f(M_e)$  оказался более пологим, чем для распылителя НЗТА. Это объясняется следующим. Известно, что с уменьшением нагрузки увеличивается доля топ-

лива, подаваемого в камеру сгорания дизеля при частичных подъемах иглы  $h_{и}$ . Анализ показывает [13], что при частичных подъемах иглы (при прочих равных условиях) располагаемый напор перед распыливающими отверстиями у распылителей типа II значительно выше, чем у распылителя типа I. Это объясняется наличием дополнительных гидравлических потерь при внезапном расширении потока топлива, втекающего в колодец из щели между запирающими конусами, что имеет место у распылителя, выполненного по варианту I.

При  $L_d = 50$  мм на всех исследуемых режимах наилучшие показатели по величине  $S_A$  дает использование распылителя фирмы Motorpal (см. рис. 8). Это свидетельствует о том, что при продвижении фронта струи топлива вглубь камеры сгорания наибольшую возмущенность струи обеспечивает именно этот распылитель, что создает предпосылки к быстрому распаду струи, повышению качества процесса смесеобразования, улучшению экономических и экологических показателей транспортного дизеля.

Таким образом, проведенные безмоторные исследования топливоподающей аппаратуры с распылителями различных типов подтвердили зависимость характеристик впрыскивания и распыливания топлива от конструктивных особенностей проточной части распылителя форсунки. При этом преимущества имеют распылители, входные кромки распыливающих отверстий которых расположены на запирающем конусе седла иглы форсунки, а не в объеме подыгольной полости форсунки (в колодце распылителя).

Оценка влияния конструкции проточной части распылителя форсунки на экономические и экологические показатели проведена с использованием результатов экспериментальных исследований дизеля Д-245 на моторном стенде АМО “Зил”. Дизель был оснащен топливной системой с ТНВД фирмы Motorpal (Чехия) типа PP4M10U1f с диаметром плунжеров  $d_{пл} = 10$  мм и их полным ходом  $h_{пл} = 10$  мм, топливопроводами высокого давления с внутренним диаметром 2,0 мм и длиной  $L_T = 540$  мм и форсунками ФДМ-22 производства АО “Куропаратура” (г. Вильнюс), которые были отрегулированы на давление начала впрыскивания  $p_{ф0} = 22,0$  МПа.

Программа исследований дизеля Д-245 с распылителями различных типов предусматривала работу двигателя на различных установленных режимах, с частотой вращения коленчатого вала  $n$  от 750 до 2400  $\text{мин}^{-1}$  и нагрузкой — эффективным крутящим моментом дизеля  $M_e$  — от 0 до 360 Н·м. Дизель исследовали при неизменном положении упора дозирующей рейки ТНВД (упора максимальной подачи топлива) с постоянным штатным для исследуемого дизеля установочным углом опережения впрыскивания топлива, равным  $\theta = 13^\circ$  п.к.в. до верхней мертвой точки (ВМТ).

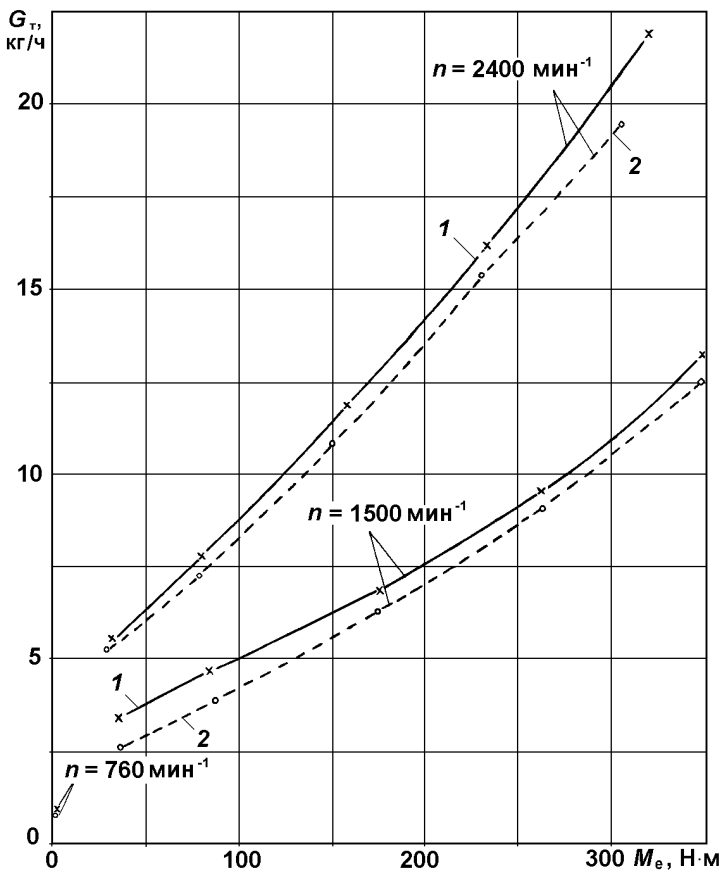


Рис. 9. Зависимость часового расхода топлива  $G_T$  от скоростного и нагрузочного режимов (частоты вращения  $n$  и эффективного крутящего момента  $M_e$ ) дизеля Д-245 при использовании распылителей:

1 и 2 — см. рис. 5

Оценка показателей двигателя при его работе на режимах с различными частотой вращения и нагрузкой проведена по экспериментальным данным, полученным при работе дизеля на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла. Такие данные по часовому расходу топлива  $G_T$ , приведенные на рис. 9, свидетельствуют о том, что на всех исследуемых режимах 13-ступенчатого цикла наибольший расход топлива наблюдается при использовании распылителей конструкции НЗТА. Сравнительная оценка интегральной топливной экономичности дизеля с распылителями различных типов проведена по условному среднему на режимах 13-ступенчатого цикла эффективному расходу топлива, определяемому из работы [3] по выражению:

$$g_{e\text{ усл}} = \frac{\sum_{i=1}^k (G_{Ti} K_i)}{\sum_{i=1}^k (N_{ei} K_i)}, \quad (2)$$

где  $G_{Ti}$  — часовой расход топлива на  $i$ -м режиме;  $N_{ei}$  — мощность дви-



гателя на этом режиме;  $K_i$  — коэффициент, отражающий долю времени каждого режима;  $k$  — число режимов. Полученные при расчетах значения  $g_{e\text{ усл}}$  для дизеля с исследуемыми распылителями приведены в табл. 3. Из табл. 3 видно, что при замене распылителей конструкции НЗТА на распылители фирмы Motorpal условный средний на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла расход топлива  $g_{e\text{ усл}}$  снижается на 5,9 %. Такое улучшение топливной экономичности при использовании распылителей фирмы Motorpal обусловлено улучшением качества процесса смесеобразования по сравнению с применением распылителей конструкции НЗТА.

Таблица 3

**Показатели дизеля Д-245 с распылителями различных типов**

Распылитель	Условный средний расход топлива на режимах 13-ступенчатого цикла, $g_{e\text{ усл}}$ , г/(кВт·ч)	Удельные массовые выбросы токсичных компонентов при работе по 13-ступенчатому циклу, г/(кВт·ч)		
		$e_{\text{NO}_x}$	$e_{\text{CO}}$	$e_{\text{CH}_x}$
Конструкции НЗТА	268,3	6,439	4,464	2,958
Фирмы Motorpal	252,4	6,741	3,067	0,945

Примечание. Требование EURO-2 —  $e_{\text{NO}_x} = 7,0$ ;  $e_{\text{CO}} = 4,0$ ;  $e_{\text{CH}_x} = 1,1$  г/кВт·ч соответственно

От типа применяемых распылителей в значительной степени зависит и токсичность ОГ двигателя, т.е. выбросы нормируемых токсичных компонентов ОГ — оксидов азота  $\text{NO}_x$ , монооксида углерода  $\text{CO}$ , легких углеводородов  $\text{CH}_x$ , а также эмиссия твердых частиц или выбросы сажи (углерода  $\text{C}$ ).

Приведенные на рис. 10, а графики концентрации в ОГ оксидов азота  $\text{NO}_x$  от типа распылителя свидетельствуют о достаточно сложном характере этой зависимости. В частности, на режиме номинальной мощности при  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$  наименьшее содержание оксидов азота в ОГ ( $C_{\text{NO}_x} = 0,0545 \%$ ) имеет место при установке на исследуемый дизель распылителей конструкции НЗТА (кривая 1, см. рис. 10, а). Использование распылителей фирмы Motorpal приводит к увеличению  $C_{\text{NO}_x}$  на этом режиме соответственно до 0,064 % (кривая 2, см. рис. 10, а). На режимах с  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$  и малой нагрузкой концентрации  $\text{NO}_x$  в ОГ примерно одинаковы. На режиме максимального крутящего момента при  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  наименьшая концентрация  $\text{NO}_x$  в ОГ отмечена при использовании распылителей конструкции НЗТА ( $C_{\text{NO}_x} = 0,06 \%$ ), а наибольшая — при установке распылителей

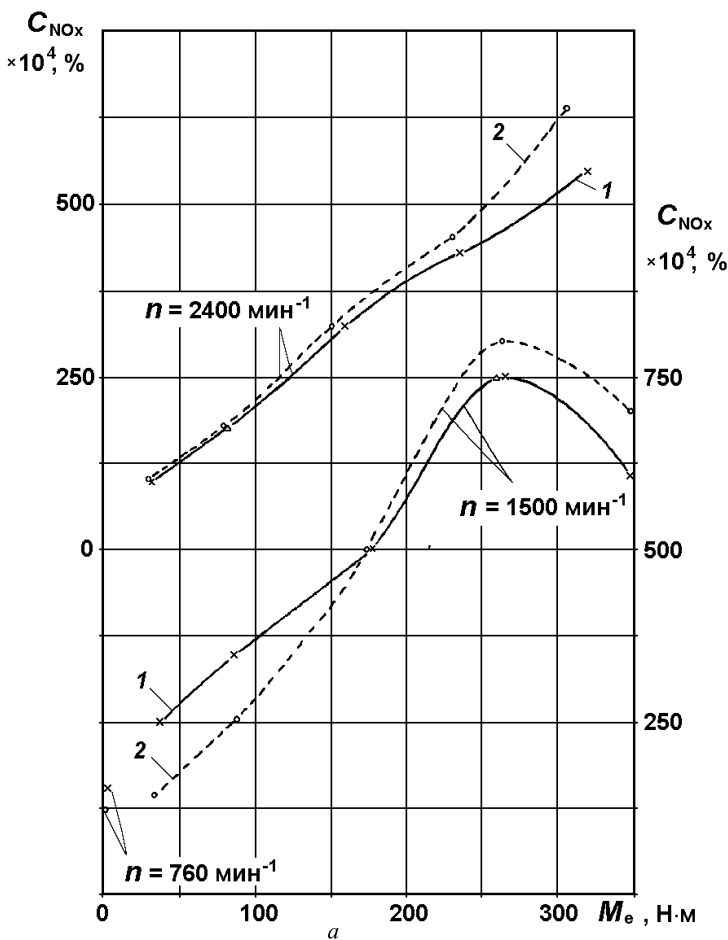


Рис. 10 (начало). Зависимость объемной концентрации в ОГ оксидов азота  $C_{\text{NO}_x}$  (а), монооксида углерода  $C_{\text{CO}}$  (б) и легких углеводородов  $C_{\text{CH}_x}$  (в) от скоростного и нагрузочного режимов (частоты вращения  $n$  и эффективного крутящего момента  $M_e$ ) дизеля Д-245 при использовании распылителей:

1 и 2 — см. рис. 5

фирмы Motorpal ( $C_{\text{NO}_x} = 0,07\%$ ). На этом же скоростном режиме, но при минимальной нагрузке с  $M_e = 36 \text{ Н}\cdot\text{м}$  установка распылителей конструкции НЗТА, напротив, приводит к максимальной концентрации  $\text{NO}_x$  ( $C_{\text{NO}_x} = 0,025\%$ ) по сравнению с распылителями фирмы Motorpal ( $C_{\text{NO}_x} = 0,015\%$ ).

Расчет интегральных удельных массовых выбросов оксидов азота  $e_{\text{NO}_x}$  на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла проведен по формуле из работы [3]

$$e_{\text{NO}_x} = \sum_{i=1}^{13} (E_{\text{NO}_x i} K_i) / \sum_{i=1}^{13} (N_{ei} K_i), \quad (3)$$

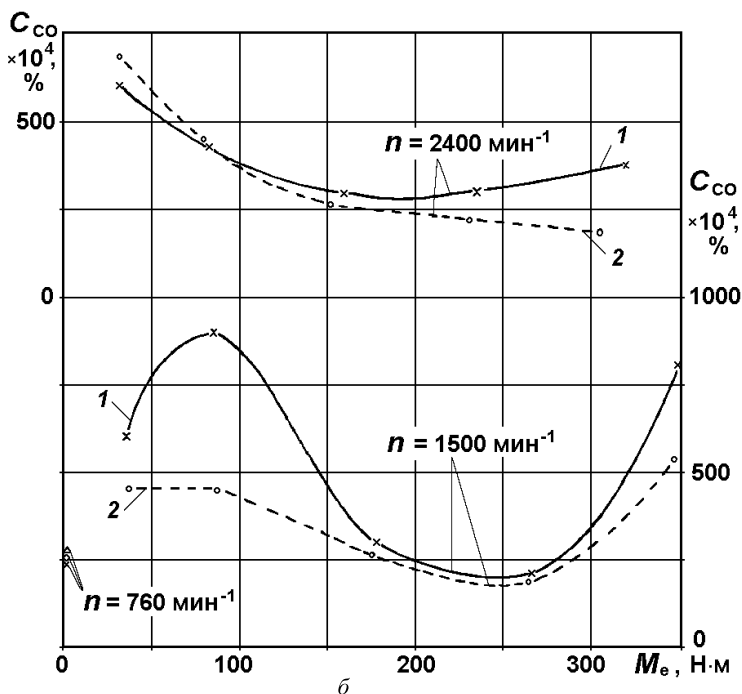


Рис. 10 (продолжение)

где  $E_{NO_{xi}}$  — массовый часовой выброс оксидов азота на  $i$ -м режиме. Полученные при расчете данные свидетельствуют о том, что оба типа исследуемых распылителей обеспечивают примерно одинаковые значения  $e_{NO_x}$ , меньше предельно допустимого выброса  $e_{NO_{x,пред}} = 7,0 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$ , установленного европейским стандартом EURO-2 на выброс этого токсичного компонента ОГ (см. табл. 3).

Тип применяемого распылителя оказывает значительное влияние и на эмиссию с ОГ продуктов неполного сгорания топлива — монооксида углерода CO и углеводородов  $CH_x$ . Влияние типа распылителя на выбросы CO неоднозначно. Из приведенных на рис. 10, б данных по содержанию в ОГ монооксида углерода CO следует, что на режимах максимальной (номинальной) мощности (при  $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ ) и максимального крутящего момента (при  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$ ) минимальные концентрации этого токсичного компонента в ОГ (соответственно  $C_{CO} = 0,02$  и  $0,054\%$ ) обеспечивают распылители фирмы Motorpal (кривые 2, см. рис. 10, б). Максимальная концентрация CO в ОГ ( $C_{CO} = 0,09\%$ ) отмечена на режиме с  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  и  $M_e = 85 \text{ Н}\cdot\text{м}$  при установке распылителей НЗТА (кривые 1, см. рис. 10, б).

На режимах 13-ступенчатого испытательного цикла интегральные удельные массовые выбросы монооксида углерода  $e_{CO}$  рассчитаны по следующему выражению из работы [3]:

$$e_{CO} = \frac{\sum_{i=1}^{13} (E_{CO_i} K_i)}{\sum_{i=1}^{13} (N_{ei} K_i)}, \quad (4)$$

где  $E_{CO_i}$  — массовый часовой выброс монооксида углерода на  $i$ -м режиме. Сравнение расчетных данных по удельным массовым выбросам CO показывает, что лишь использование распылителей фирмы Motorpal позволяет выполнить требования стандарта EURO-2 по выбросам этого компонента ОГ. При установке распылителей фирмы Motorpal удельный массовый выброс монооксида углерода на режимах 13-ступенчатого цикла составил  $e_{CO} = 3,067$  г/(кВт·ч), что существенно ниже предельно допустимого выброса ( $e_{CO_{пред}} = 4,0$  г/(кВт·ч)) по стандарту EURO-2.

Наибольший эффект от использования распылителей фирмы Motorpal получен по выбросам с ОГ легких углеводородов. Как следует из анализа данных рис. 10, в, на котором приведены зависимости концентрации в ОГ легких углеводородов  $CH_x$  от типа используемых распылителей, замена распылителей конструкции НЗТА на распыли-

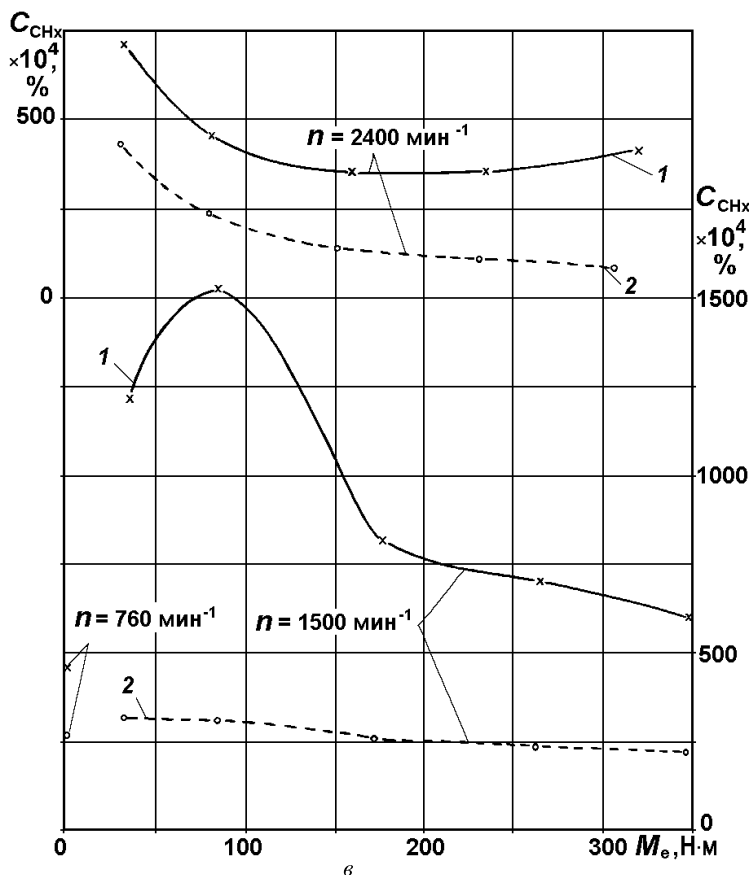


Рис. 10 (окончание)

тели фирмы *Motorpal* приводит к сокращению содержания  $\text{CH}_x$  в ОГ в среднем в 2–3 раза на всех исследуемых режимах. Максимальное снижение концентрации  $\text{CH}_x$  в ОГ отмечено на режиме с  $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$  и  $M_e = 85 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , на котором переход от распылителей конструкции НЗТА к распылителям фирмы *Motorpal* приводит к снижению  $C_{\text{CH}_x}$  с 0,152 до 0,031 %, т.е. в 4,9 раза. Такое уменьшение содержания  $\text{CH}_x$  в ОГ объясняется улучшением качества (мелкости) распыливания топлива, увеличением объема (ширины) топливных струй, сокращением их длины и уменьшением количества топлива, попадающего на стенки камеры сгорания, при использовании распылителей с устьями распыливающих отверстий, расположенных на конусе седла иглы распылителя.

Проведенные расчеты интегральных удельных массовых выбросов легких углеводородов  $e_{\text{CH}_x}$  по выражению [3]

$$e_{\text{CH}_x} = \frac{\sum_{i=1}^{13} (E_{\text{CH}_{xi}} K_i)}{\sum_{i=1}^{13} (N_{ei} K_i)}, \quad (5)$$

где  $E_{\text{CH}_{xi}}$  — массовый часовой выброс углеводородов на  $i$ -м режиме, также подтвердили значительное уменьшение  $e_{\text{CH}_x}$  при переходе от распылителей конструкции НЗТА к распылителям фирмы *Motorpal*. При этом требования стандарта EURO-2 по выбросам  $\text{CH}_x$  ( $C_{\text{CH}_x \text{ пред}} = 1, 1 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ ) обеспечивались лишь при использовании распылителей фирмы *Motorpal* ( $C_{\text{CH}_x} = 0, 945 \text{ г}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$ , см. табл. 3).

Таким образом, при анализе интегральных показателей токсичности ОГ, соответствующих работе двигателя на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла, отмечено, что исследуемый дизель имеет показатели, удовлетворяющие требованиям стандарта EURO-2 к токсичности ОГ лишь при оснащении его распылителями фирмы *Motorpal* (см. табл. 3). Установка распылителей конструкции НЗТА не обеспечивает получение требуемых показателей токсичности ОГ по выбросам монооксида углерода CO и легких углеводородов  $\text{CH}_x$ .

Результаты исследований, проведенных на моторной установке, подтвердили преимущества распылителей, входные кромки распыливающих отверстий которых расположены на запирающем конусе седла иглы форсунки, а не в объеме подыгольной полости форсунки (в колодце распылителя). Следует отметить, что моторные испытания двигателя, оснащенного распылителями различных типов, с определением показателей топливной экономичности и токсичности ОГ, являются достаточно трудоемкими, дорогостоящими и потому не всегда возможны, особенно при исследовании большого числа различных комплекций распылителей. Поэтому было бы очень желательно прогнозировать экономические и экологические показатели транспортного дизеля на

основании результатов исследований распылителей на безмоторном стенде, которые более доступны и менее трудоемки, но позволяют получить обширный экспериментальный материал по качеству процесса впрыскивания топлива распылителями различных типов.

Такое прогнозирование экономических и экологических показателей дизеля может быть проведено путем сопоставления названных показателей с величиной площади  $S_A$  под АЧС силы  $F_c$  гидродинамического давления струи топлива на поверхность датчика этой силы. Следует учитывать, что в быстроходных дизелях с объемным смесеобразованием начальные очаги воспламенения распыливаемого топлива возникают в камере сгорания на расстоянии 12...15 мм и более от распыливающего отверстия [14]. Поэтому при сопоставлении экономических и экологических показателей дизеля с величиной площади  $S_A$  под АЧС силы  $F_c$  и целесообразно использовать данные, полученные при установке датчика силы  $F_c$  на расстоянии  $L_d = 50$  мм от распыливающего отверстия форсунки.

Приведенные на рис. 11 данные, построенные с использованием результатов проведенных безмоторных (см. рис. 7, 8) и моторных (см. рис. 9, 10) испытаний топливной системы дизеля Д-245, свидетельствуют о наличии зависимости показателей топливной экономичности и токсичности ОГ от площади  $S_A$  под АЧС силы  $F_c$ . Так, с увеличением значения  $S_A$  (с ростом возмущенности струи распыливаемого топлива, вызванным увеличением цикловой подачи топлива) удельный эффективный расход топлива  $g_e$ , концентрации в ОГ монооксида углерода  $C_{CO}$  и легких углеводородов  $C_{CH_x}$  монотонно уменьшаются, а содержание в ОГ оксидов азота  $C_{NO_x}$ , напротив, увеличивается (см. рис. 11). Такая зависимость показателей дизеля от  $S_A$  отмечена как при частоте вращения кулачкового вала ТНВД  $n_{тн} = 1200 \text{ мин}^{-1}$  (рис. 11, а), так и при  $n_{тн} = 800 \text{ мин}^{-1}$  (рис. 11, б). Повышение концентрации  $C_{CO}$  в ОГ при больших значениях  $S_A$  на режиме максимального крутящего момента при  $n_{тн} = 800 \text{ мин}^{-1}$  и  $M_e = 100\%$  (две точки при  $S_A = 1,75$  и  $1,90 \text{ Н} \cdot \text{кГц}$  на рис. 11, б). обусловлено увеличением температур сгорания топлива на режиме максимального крутящего момента и диссоциацией образовавшегося диоксида углерода  $CO_2$  с образованием монооксида  $CO$  и кислорода  $O_2$  в высокотемпературных зонах топливного факела [2].

Проведенный по методике работ [15, 16] корреляционный анализ приведенных на рис. 11 зависимостей показал, что при  $n_{тн} = 1200 \text{ мин}^{-1}$  (см. рис. 11, а) выборочный коэффициент корреляции для зависимости  $g_e = f(S_A)$  оказался равным  $r = 0,776$ , для зависимости  $C_{NO_x} = f(S_A)$  —  $r = 0,915$ , для зависимости  $C_{CO} = f(S_A)$  —  $r = 0,888$ , для зависимости  $C_{CH_x} = f(S_A)$  —  $r = 0,863$ . Для режимов с  $n_{тн} = 800 \text{ мин}^{-1}$

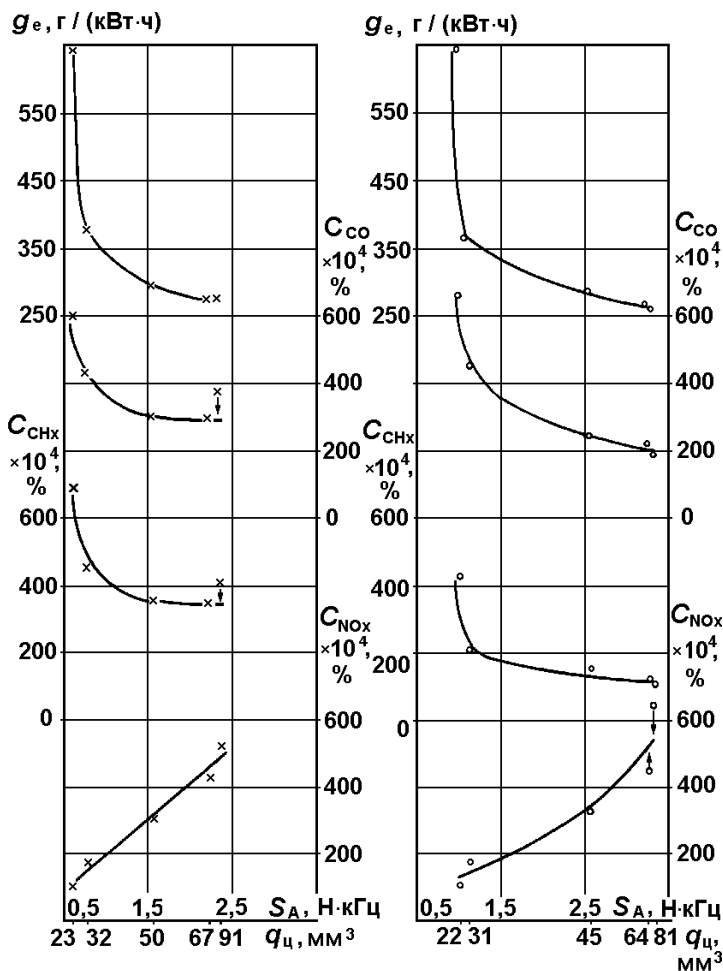


Рис. 11 (начало). Зависимость удельного эффективного расхода топлива  $g_e$ , объемной концентрации в ОГ оксидов азота  $C_{\text{NO}_x}$ , монооксида углерода  $C_{\text{CO}}$  и легких углеводородов  $C_{\text{СН}_x}$  от площади  $S_A$  под амплитудно-частотным спектром колебаний силы  $F_c$  гидродинамического давления струи топлива на поверхность датчика, установленного на расстоянии  $L_d = 50$  мм от распыливающего отверстия на скоростных режимах  $n_{\text{TH}} = 1200 \text{ мин}^{-1}$  (а) и  $n_{\text{TH}} = 800 \text{ мин}^{-1}$  (б), при использовании распылителей конструкций НЗТА (1) и фирмы Motorpal (2):  $\times$  — 1;  $\circ$  — 2

(см. рис. 11, б) коэффициенты корреляции  $r$  исследуемых зависимостей параметров дизеля от  $S_A$  равны соответственно 0,850; 0,877; 0,825 и 0,908. Сравнительно большие значения коэффициентов корреляции, полученные при корреляционном анализе, подтверждают наличие тесной связи между экономическими и экологическими показателями работы дизеля и качеством процесса топливоподачи, характеризуемым величиной  $S_A$ .

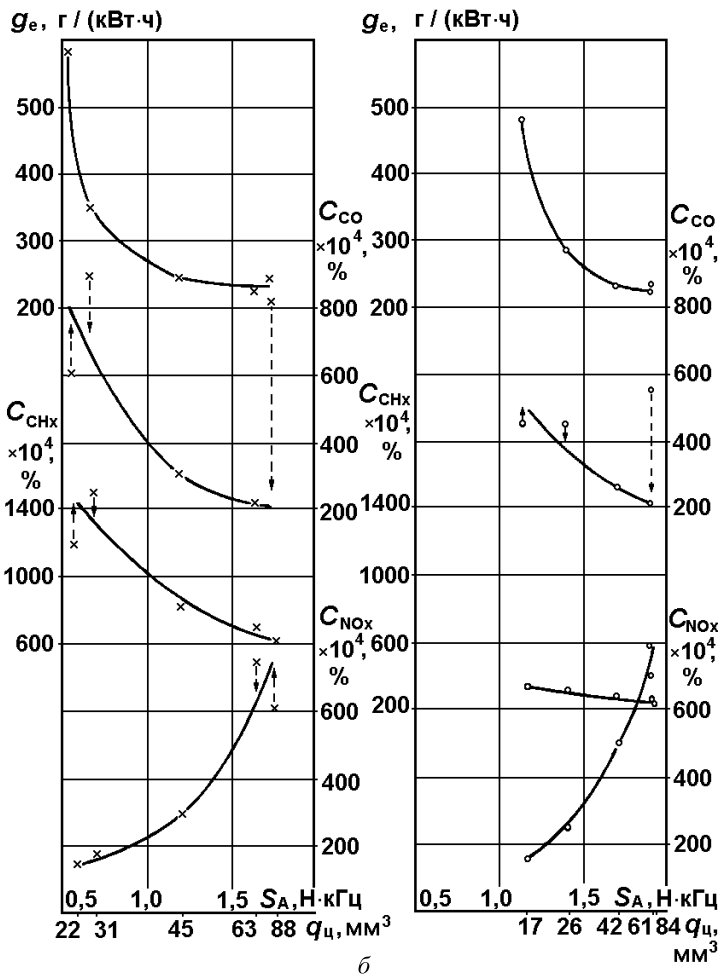


Рис. 11 (окончание)

Характерно, что при равных значениях  $S_A$  для зависимостей  $C_{NO_x} = f(S_A)$  и  $C_{CO} = f(S_A)$  комплектация II имеет существенные преимущества. В то же время по концентрации  $C_{CO}$  это не наблюдается, т.е. можно предположить, что у данного дизеля имеются значительные резервы, позволяющие проводить дальнейшее совершенствование процесса топливоподачи.

Предложенная методика оценки качества процессов впрыскивания и распыливания топлива в транспортном дизеле по результатам безмоторных испытаний позволяет определить конструктивные соотношения топливоподающей аппаратуры без проведения моторных испытаний. Это создает предпосылки для совершенствования качества рабочего процесса дизеля в широком диапазоне его рабочих режимов. Результаты исследований подтвердили значительную зависимость расхода топлива дизеля и токсичности его ОГ от типа используемых распылителей.



## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.
2. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 376 с.
3. Марков В.А., Кислов В.Г., Хватов В.А. Характеристики топливopодачи транспортных дизелей. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 160 с.
4. Исследование возможности получения повышенных давлений впрыскивания топливopодачующей аппаратурой разделенного типа в автотракторных дизелях / Л.В. Грехов, В.А. Марков, В.А. Павлов и др. // Вестник МГТУ. Серия “Машиностроение”. – 1997. – № 1. – С. 92–103.
5. Грехов Л.В. Топливная аппаратура с электронным управлением дизелей и двигателей с непосредственным впрыском бензина. – М.: Изд-во “Легион-Автодата”, 2001. – 176 с.
6. Kamimoto T., Yokota H., Kobayashi H. Effect of High Pressure Injection Soot Formation in a Rapid Compression Machine to Simulate Diesel Flames // SAE Technical Paper Series. – 1987. – № 871610. – P. 9.
7. Некоторые результаты исследований энергетического баланса системы топливopодачи быстроходного дизеля / В.И. Мальчук, Л.П. Музыка, В.А. Павлов и др. // Автотракторные двигатели внутреннего сгорания: Сб. науч. трудов МАДИ. – М.: Изд-во МАДИ, 1978. – С. 60–66.
8. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. – Л.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
9. Трусов В.И., Мальчук В.И., Зрячкин М.В. К выбору конструктивных параметров распылителя по заданным характеристикам впрыска и распыливания топлива // Труды МАДИ. – 1979. – Вып. 178. – С. 58–62.
10. Повышение эффективности подачи и распыливания топлива в дизелях / В.А. Марков, В.И. Мальчук, С.Н. Девянин и др. // Грузовик &. – 2003. – № 6. – С. 30–32; – № 7. – С. 23–27; – № 8. – С. 50–51.
11. Башта Т.М. Машиностроительная гидравлика. – М.: Машиностроение, 1971. – 676 с.
12. Гидравлика, гидромашини и гидроприводы / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 123 с.
13. Луканин В.Н., Мальчук В.И. Метод расчета гидравлических параметров корректирующих распылителей // В сб.: “Двигатели внутреннего сгорания: проблемы, перспективы развития”. – Труды МАДИ (ТУ). – 2000. – С. 104–113.
14. Frolov S.M., Skripnik A.A., Kavtaradze R.Z. Modeling of Diesel Spray Ignition // Combustion and Atmospheric Pollution. – М.: Torus Press Ltd., 2003. – P. 220–227.
15. Крамер Г. Математические методы статистики. – М.: Мир, 1975. – 648 с.
16. Митропольский А.К. Техника статистических вычислений. – М.: Наука, 1971. – 576 с.

Статья поступила в редакцию 24.06.2004