

УДК 621.436

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

## ТОПЛИВОПОДАЧА В ДИЗЕЛЯХ, РАБОТАЮЩИХ НА ОБЛЕГЧЕННЫХ НЕФТЯНЫХ ТОПЛИВАХ

*Рассмотрены характеристики впрыскивания и распыливания различных топлив, используемых в дизелях транспортного назначения. Показана зависимость топливной экономичности и токсичности отработавших газов от свойств применяемого топлива. Предложены конструкции распылителей форсунок, обеспечивающих корректирование характеристик впрыскивания.*

Истощение запасов полезных ископаемых и повышение цен на нефтепродукты приводят к необходимости более рационального использования добываемой нефти, ее более глубокой переработки. В 1993 г. глубина переработки нефти составляла 63,3 %, к 1998 г. — 75 %, а к 2005 г. планируется довести ее до уровня 80...83 % [1–3].

В основе структуры баланса производства жидких моторных топлив лежит естественное содержание топливных фракций в нефти. Относительное содержание топливных фракций — бензиновых, керосиновых, дизельных и остаточных (мазута) — в сырой нефти среднего состава составляет соответственно 27, 10, 25 и 38 % [2]. Эти показатели могут изменяться в зависимости от происхождения нефти, используемой в качестве сырья для первичной переработки (перегонки). Отбор различных фракций в значительной мере зависит также от применяемых способов вторичной переработки нефти (крекинг и др.) и от ее направленности на преимущественный выход тех или иных продуктов. Соотношение выхода различных товарных топлив из нефти (бензина, керосина, реактивного и дизельного топлива) определяется также соотношением фракций первичной и вторичной переработки при их смешивании (компаундировании). В то же время доля потребления дизельных топлив непрерывно возрастает. За период с 1960 по 1985 гг. объем производства дизельного топлива в нашей стране увеличился в 3,3 раза, а автомобильного бензина — в 2,7 раза [4]. В настоящее время доля потребления дизельных топлив составляет 43,2 % общего ресурса моторных топлив, а автомобильных бензинов и керосинов — соответственно 33,8 и 16,2 % [5]. Причем из-за резкого увеличения количества личных легковых автомобилей, большая часть которых оснаще-

на бензиновыми двигателями, темпы роста использования дизельных топлив и бензинов несколько выравниваются. Тем не менее, с 1995 до 2010 гг. ожидается увеличение потребления дизельного топлива на 10,9 млн. т, а бензина на 10,7 млн. т [5, 6]. Такой баланс потребления моторных топлив обусловлен и тенденцией к дизелизации автомобильного транспорта. Зарубежные автомобилестроительные фирмы применяют дизели не только на грузовых автомобилях большой и средней грузоподъемности, городских автобусах, которые традиционно оснащаются такими двигателями, но и расширяют применение дизелей на легковых и малотоннажных грузовых автомобилях. Доля продаж автомобилей с дизельными двигателями в Европе в 1970 г. составила 1,3 %, в 1993 г. — 20 %, в 2000 г. — 27–28 %, и доля транспортных средств с дизельными двигателями в ближайшей перспективе также будет возрастать. Поэтому желательным является использование в дизелях облегченных фракций, обычно не входящих в состав дизельных топлив. Сжигание облегченных нефтяных топлив в дизельных двигателях при высоких степенях сжатия и больших коэффициентах избытка воздуха может быть более эффективным, чем в двигателях с принудительным воспламенением. Поэтому получают распространение дизели, способные работать на различных жидких нефтяных топливах, а также на некоторых видах альтернативных топлив [2].

Таким образом, желательно обеспечить работу дизеля на стандартных дизельных топливах, а также на наиболее распространенных облегченных топливах — реактивных (керосинах), на бензинах, на смесях этих топлив без существенных изменений эксплуатационных показателей. Однако, поскольку указанные топлива имеют различные физико-химические свойства, возникает необходимость корректирования процесса топливоподачи.

Облегченные топлива отличаются меньшей плотностью. Если у дизельных топлив, применяемых в быстроходных дизелях, плотность  $\rho_T = 820 - 860 \text{ кг/м}^3$ , то у реактивных топлив и керосинов —  $\rho_T = 760 - 820 \text{ кг/м}^3$ , а у автомобильных бензинов  $\rho_T = 720 - 760 \text{ кг/м}^3$ . Заметно отличаются между собой и другие свойства этих топлив: облегченные топлива обычно имеют меньшую вязкость  $\nu_T$  и большую сжимаемость (коэффициент сжимаемости  $\alpha_T$ ), они отличаются пониженными коэффициентом поверхностного натяжения  $\sigma_T$  и цетановым числом ЦЧ, повышенной удельной теплотой испарения  $\Delta H_{\text{исп}}$  (рис. 1) [6–8].

Перечисленные свойства применяемых в быстроходных дизелях топлив в значительной мере влияют на показатели процессов топливоподачи, распыливания, смесеобразования, воспламенения и сгорания,

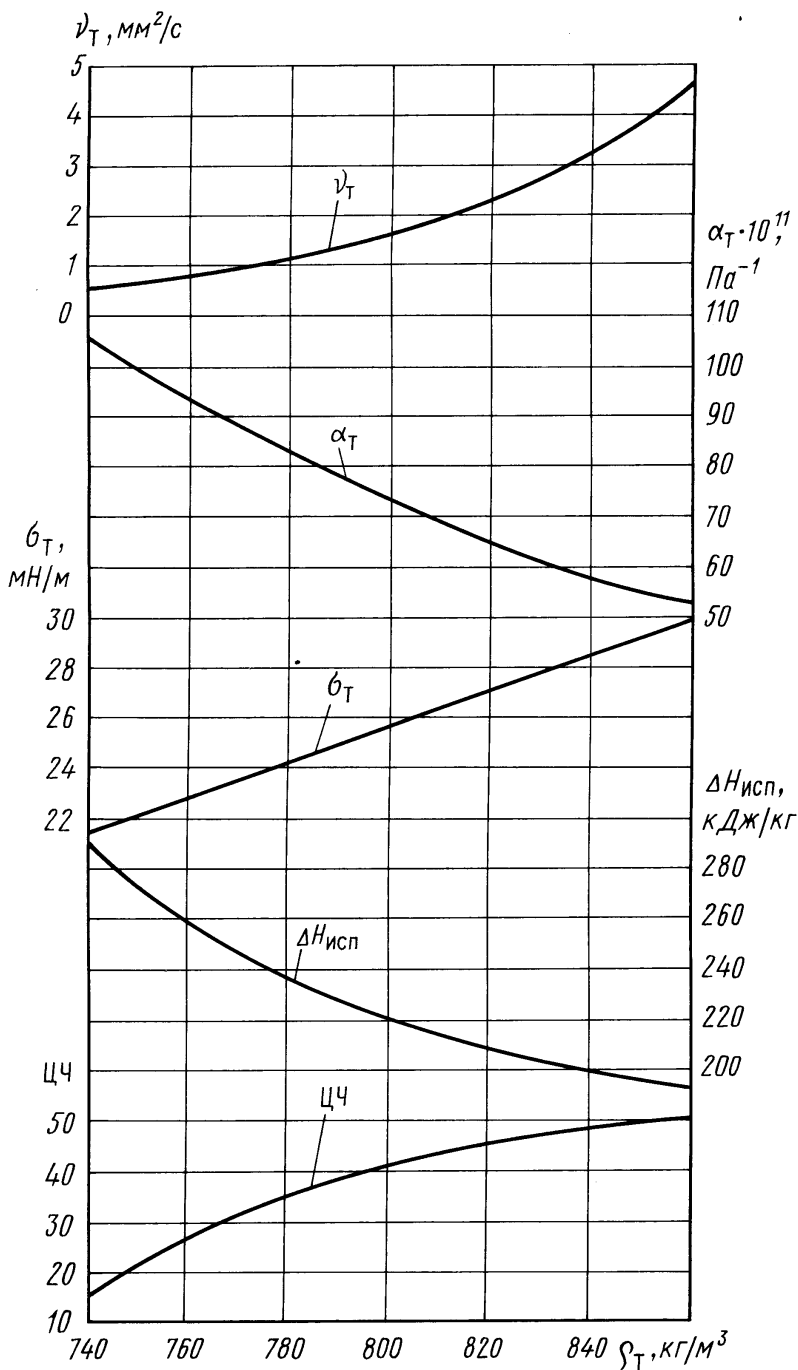
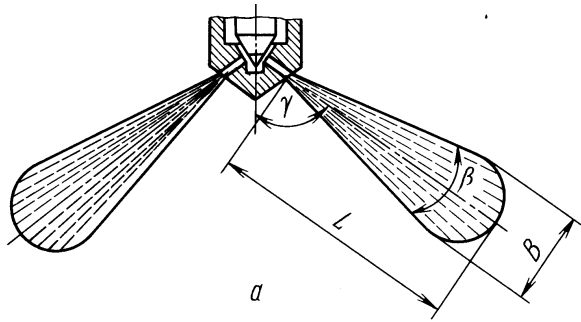


Рис. 1. Зависимость вязкости  $\nu_T$ , коэффициентов сжимаемости  $\alpha_T$  и поверхностного натяжения  $\sigma_T$ , удельной теплоты испарения  $\Delta H_{\text{исп}}$ , цетанового числа ЦЧ от плотности  $\rho_T$  топлив, используемых в быстроходных дизелях

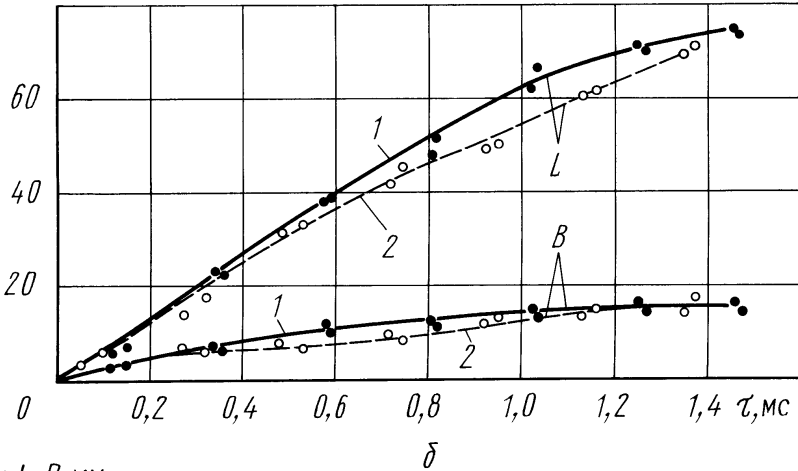
а в конечном итоге, на экономические и экологические показатели дизеля. Из-за низких значений плотности и вязкости облегченных топлив, их повышенной сжимаемости, отмечается уменьшение производительности топливopодaющей аппаратуры и, как следствие, заметное снижение мощности дизеля. Большая сжимаемость облегченных топлив приводит также к увеличению периода запаздывания и продолжительности подачи, а их худшая воспламеняемость в камере сгорания дизеля (их низкое ЦЧ) влечет за собой увеличение периода задержки воспламенения и жесткое сгорание. Поверхностное натяжение влияет на качество распыливания топлива и скорость его испарения. Повышенная теплота испарения облегченных топлив приводит к заметному охлаждению топливовоздушной смеси в камере сгорания. Следует также отметить уменьшение давления впрыскивания облегченных топлив, приводящее к ухудшению параметров процесса смесеобразования. В целом, при работе дизеля на номинальном режиме на бензинах и сохранении неизменным положения дозирующей рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД) наблюдается снижение цикловой подачи топлива на 20...35 %, запаздывание начала впрыскивания на 2...3° поворота коленчатого вала (п.к.в.), снижение на 30...40 % максимального давления впрыскивания, увеличение в 1,5...2 раза неравномерности цикловой подачи топлива по секциям [9, 10]. Отмечается также изменение характеристик струй распыливаемого топлива: уменьшение длины  $L$  и ширины струй распыливаемого топлива, изменение угла  $\beta$  раскрытия топливного факела (рис. 2, а).

Это подтверждается исследованиями геометрических параметров струй различных топлив, получаемых в разделенной топливной системе дизеля типа ЗиЛ-645, содержащей ТНВД фирмы Motorpal (Чехия) размерности А (модель 8PVA), нагнетательный топливопровод длиной  $L_T = 500$  мм при внутреннем диаметре  $d_T = 1,6$  мм и форсунку ЗиЛ-645 с распылителем типа ЧТЗ (№ 832). Распылитель имеет два распыливающих отверстия с эквивалентным проходным сечением распылителя в сборе с иглой  $\mu_p f_p = 0,184$  мм<sup>2</sup> при максимальном подъеме иглы  $y_{\max} = 0,24$  мм (диаметр распыливающего отверстия  $d_p = 0,455$  мм, его длина  $l_p = 1,516$  мм). Угол  $\gamma$  (см. рис. 2, а), характеризующий направление топливных струй, составлял 28,5°.

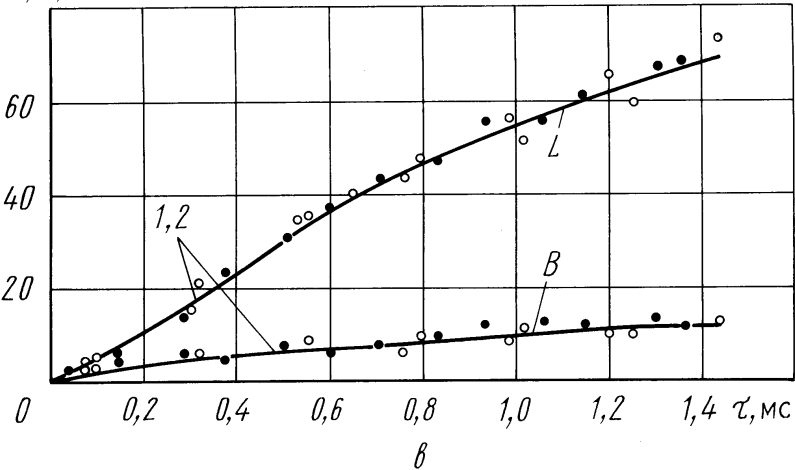
Исследования параметров струй распыливаемых топлив проведены по методике, разработанной в ГТУ "МАДИ" [11, 12]. Топливо впрыскивалось в замкнутый объем с противодействием  $p_{ц} = 1,5$  МПа. Исследовали два скоростных режима с частотой вращения кулачкового вала ТНВД  $n_{тн} = 1400$  и  $1000$  мин<sup>-1</sup> при цикловой подаче топлива  $q_{ц} = 46 - 48$  мг/цикл. Испытывали топливо двух видов: смесь дизель-



$L; B, \text{мм}$



$L; B, \text{мм}$



**Рис. 2.** Геометрические характеристики струй распыливаемого топлива (а) и их зависимости от времени  $\tau$  распыливания на режимах с частотой вращения кулачкового вала ТНВД  $n_{\text{ТН}} = 1400 \text{ мин}^{-1}$  (б);  $n_{\text{ТН}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$  (в):

1 — при работе на смеси дизельного топлива и масла; 2 — при работе на бензине

ного летного топлива ДЛ (70 %) и моторного масла МЗ (30 %) (плотность смеси  $\rho_T = 835 \text{ кг/м}^3$ , ее вязкость  $\nu_T = 5,0 \text{ мм}^2/\text{с}$ ) и бензин А-76 ( $\rho_T = 750 \text{ кг/м}^3$ ,  $\nu_T = 0,6 \text{ мм}^2/\text{с}$ ).

Полученные результаты безмоторных исследований свидетельствуют о том, что на скоростном режиме с  $n_{\text{ТН}} = 1400 \text{ мин}^{-1}$  параметры струи смеси дизельного топлива с маслом отличаются от соответствующих параметров струи бензина. Так, отмечается большая длина  $L$  и ширина струи смеси дизельного топлива с маслом во временном интервале  $\tau = 0,4 - 1,2 \text{ мс}$  (см. рис. 2, б). Это обусловлено, по-видимому, тем, что меньшая вязкость бензина способствует более тонкому дроблению топлива на капли, что предопределяет динамику движения капель топлива. Бензин обладает также большей сжимаемостью, что снижает давление впрыскивания при заданной цикловой подаче, т.е. имеет место многофакторная зависимость параметров струй от изменения характеристик и давлений впрыскивания, обусловленных сменой топлива. Тем не менее, на режиме с  $n_{\text{ТН}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$  заметного уменьшения дальности топливной струи (ее длины  $L$ ) при испытании топливной системы на бензине не отмечено (см. рис. 2, в). Не обнаружено и существенного изменения ширины  $B$  распыливаемой струи бензина по сравнению с распыливаемой струей дизельного топлива. Некоторое отклонение полученных экспериментальных точек от осредняющих зависимостей можно отнести за счет точности эксперимента. Полученный при  $n_{\text{ТН}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$  результат объясняется тем, что на этом режиме в сравнении с  $n_{\text{ТН}} = 1400 \text{ мин}^{-1}$  давления впрыскивания уменьшаются, в результате снижается и роль сжимаемости, и, в конечном итоге, уровень давлений впрыскивания при замене топлив отличается незначительно.

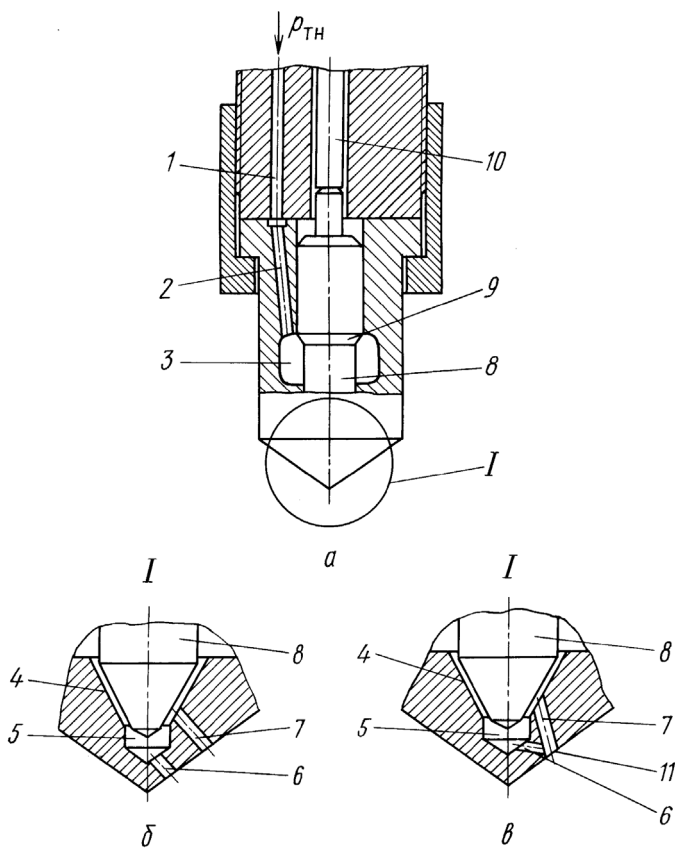
Из рис. 2, б, в также видно, что в исследуемой топливной системе на пониженных скоростных режимах характеристики топливоподачи несколько отличаются от соответствующих характеристик на номинальном режиме. В частности, при снижении частоты вращения  $n_{\text{ТН}}$  с 1400 до  $1000 \text{ мин}^{-1}$  наблюдается уменьшение на 3–5 мм длины  $L$  и ширины  $B$  струи распыливаемого топлива. Отмечается также и ухудшение тонкости распыливания. Эти явления еще более выражены при уменьшении подачи топлива.

Рассмотренные различия физико-химических свойств применяемых топлив, особенности процессов их распыливания и смесеобразования приводят к изменениям характера протекания процесса сгорания штатного дизельного и облегченных топлив на различных режимах работы дизеля. Такой характер сгорания имеет, в частности, дизель ЗиЛ-645 (8 Ч 11/11,5) с камерой сгорания типа “Дейтц” и объемно-плочным (пристеночным) смесеобразованием.

Экспериментальные исследования рабочего процесса дизеля типа ЗиЛ-645, работающего на различных топливах, были проведены на его одноцилиндровой установке [13]. Дизель был оборудован разделенной топливной системой, включающей ТНВД MicoBosch, топливопровод высокого давления длиной  $L_T = 450$  мм, с внутренним диаметром  $d_T = 1,6$  мм и форсунку с давлением начала открытия  $p_{ф.о} = 17,5$  МПа. В опытах использовался распылитель МАДИ-ЗиЛ, изготовленный на Ногинском заводе топливной аппаратуры (НЗТА). Он имел два распыливающих отверстия, направления которых соответствуют конструкции базового распылителя Bosch 656/735. Эквивалентное проходное сечение распылителя в сборе составляло  $\mu_p f_p = 0,21$  мм<sup>2</sup> при максимальном ходе иглы  $y_{max} = 0,2$  мм.

Выбору распылителя для проведения данной работы предшествовала серия исследований, направленных на оптимизацию распределения топлива по распыливающим отверстиям, т.е. по зонам камеры сгорания с учетом многорежимности дизеля. В данном случае рассматривались две конструкции распылителей — Bosch 735 и МАДИ-ЗиЛ [14], которые имели по два распыливающих отверстия. Эти отверстия обеспечивают в дизеле соответственно пленочное и объемное смесеобразование. В исследуемом распылителе Bosch 735 распределение топлива по распыливающим отверстиям распылителя практически не зависело от режима работы дизеля. Характерная особенность конструкции распылителя МАДИ-ЗиЛ — наличие двух групп распыливающих отверстий 6 и 7 (рис. 3, а, б). Входные кромки отверстий первой группы расположены в подыгольном объеме 5, а второй группы — на запирающей конической поверхности 4 конуса распылителя. Коэффициенты расхода  $\mu_1$  и  $\mu_2$  отверстий 6 и 7 существенно отличаются и зависят от положения  $y$  иглы 8: при  $y > 0,2$  мм  $\mu_1 > \mu_2$  на 10–20 %, при  $y < 0,1$  мм  $\mu_1 > \mu_2$  в 2–3 раза. Это позволяет направленно корректировать подачу топлива по распыливающим отверстиям и, следовательно, по зонам камеры сгорания, учитывая режим работы дизеля.

Опыты показали, что распылитель МАДИ-ЗиЛ при уменьшении нагрузки или частоты вращения вала насоса обеспечивает увеличение доли цикловой подачи топлива, впрыскиваемого через распыливающее отверстие 6, направленное в объемную зону камеры сгорания. В частности, на режиме пуска до 80 % топлива на цикловой подаче поступает в объемную зону камеры сгорания. В результате наблюдается существенное улучшение пусковых качеств дизеля [14] при его комплектации распылителем МАДИ-ЗиЛ. Опыты также показали, что перераспределение топлива по зонам камеры сгорания оказывает значимое влияние и на топливную экономичность дизеля. Так,



**Рис. 3. Схема дизельной форсунки (а) с распылителями (б, в), обеспечивающими корректирование геометрических характеристик струй распыливаемого топлива, подаваемого через разнонаправленные распыливающие отверстия**

для исследованной комплектации дизеля лучшая топливная экономичность (на 8–10 г/(кВт·ч)), в сравнении с распылителем Bosch 735, была достигнута при испытании распылителя МАДИ–ЗиЛ № 517. Распределение топлива по распыливающим отверстиям этого распылителя при изменении нагрузки и неизменной частоте вращения вала насоса  $n_{ТН} = 1400 \text{ мин}^{-1}$  приведено в табл. 1.

Таблица 1

**Характеристики топливоподачи при частоте вращения вала насоса  $n_{ТН} = 1400 \text{ мин}^{-1}$  и использовании распылителя МАДИ–ЗиЛ № 517**

$q_{ц}, \%$	25	50	75	100
$q_1, \%$	65	52	47	45
$q_2, \%$	35	48	53	55



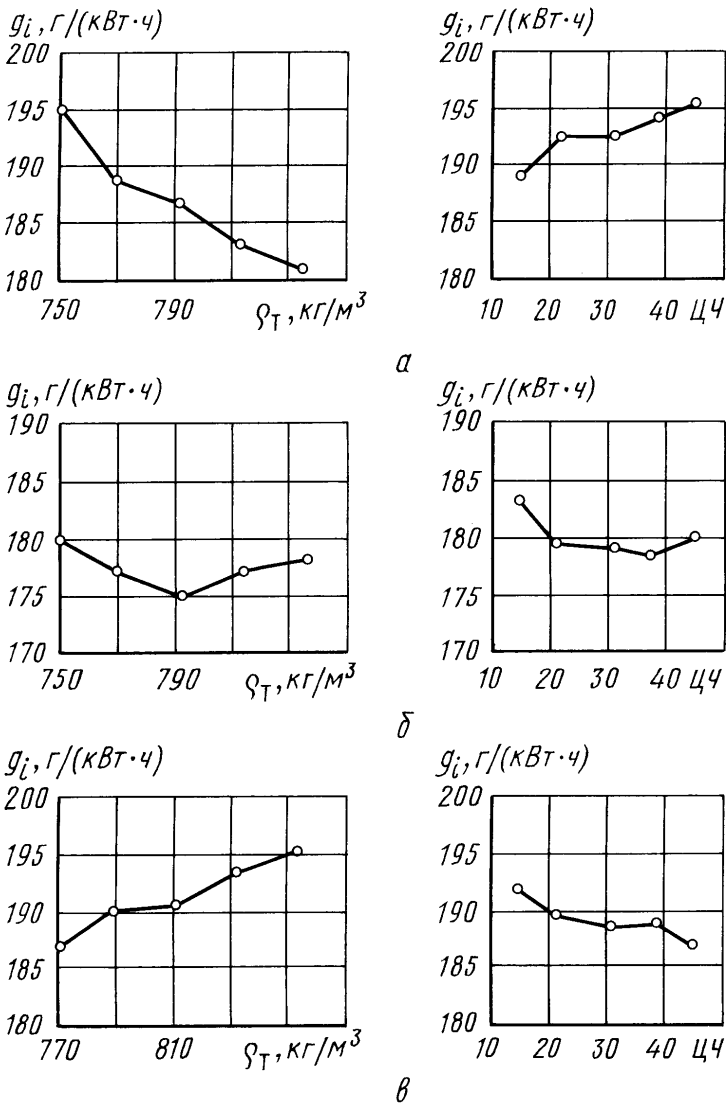
В табл. 1  $q_1, q_2$  — подача топлива в % максимальной цикловой подачи  $q_{ц\max}$  для данного режима через распыливающие отверстия, ориентированные соответственно на объемную зону (через отверстие 6, см. рис. 3, б) и на стенку камеры сгорания (через отверстие 7). Из приведенного результата следует, что при уменьшении нагрузки (снижении  $q_{ц}$ ) доля топлива, поступающего на стенку камеры сгорания, уменьшается с 55 до 35 %. Таким образом, распылитель позволяет реализовать при максимальных нагрузках преимущественно пленочное смесеобразование, а на малых — преимущественно объемное смесеобразование.

При экспериментальных исследованиях дизеля типа ЗиЛ-645 с распылителями МАДИ–ЗиЛ он испытывался на режимах с частотами вращения коленчатого вала  $n = 1200, 2000$  и  $2800 \text{ мин}^{-1}$  и цикловыми подачами топлива соответственно 50,5; 50,0 и 48,5 мг/цикл. При работе двигателя на различных топливах массовая цикловая подача (мг/цикл) при заданной частоте вращения выдерживалась постоянной. Эксперименты были проведены с топливами, некоторые свойства которых представлены в табл. 2. У топлив группы I (см. табл. 2) цетановое число примерно постоянно, а плотность  $\rho_T$  была различной. Топлива группы II, наоборот, имели постоянную плотность  $\rho_T$ , но различное ЦЧ. При этом, требуемое ЦЧ различных топлив достигалось добавлением в них циклогексилнитрата  $C_6H_{13}NO_3$  (ЦГН), повышающего ЦЧ облегченных топлив.

Таблица 2

**Физико–химические свойства испытываемых топлив**

Группа топлив	Топливо	Температура перегонки 50 % топлива $t_{50}, ^\circ\text{C}$	Низшая теплота сгорания $H_u$ , МДж/кг	Плотность топлива $\rho_T$ , кг/м <sup>3</sup>	Цетановое число
I	Дизельное (ДТ)	276	42,5	834	45
I	75 % ДТ+25 % бензина А-76	240	42,6	814	42
I	50 % ДТ+50% А-76 + 0,5 % ЦГН	210	42,74	794	45
I	25 % ДТ+75 % А-76 + 0,94 % ЦГН	188	42,75	770	45
I (II)	А-76+1,25 % ЦГН	110	43,0	750	45
II	А-76+0,90 % ЦГН	110	43,0	750	39
II	А-76+0,40 % ЦГН	110	43,0	750	30,5
II	А-76	110	43,0	750	22
II	Бензин АИ-93 + 0,3 % ЦГН	112	43,0	750	15



**Рис. 4.** Зависимости топливной экономичности (удельного индикаторного расхода топлива  $g_i$ ) дизеля типа ЗиЛ–645 от плотности применяемого топлива  $\rho_T$  и его цетанового числа при работе на режимах с частотой вращения коленчатого вала  $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$  (а),  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$  (б) и  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$  (в)

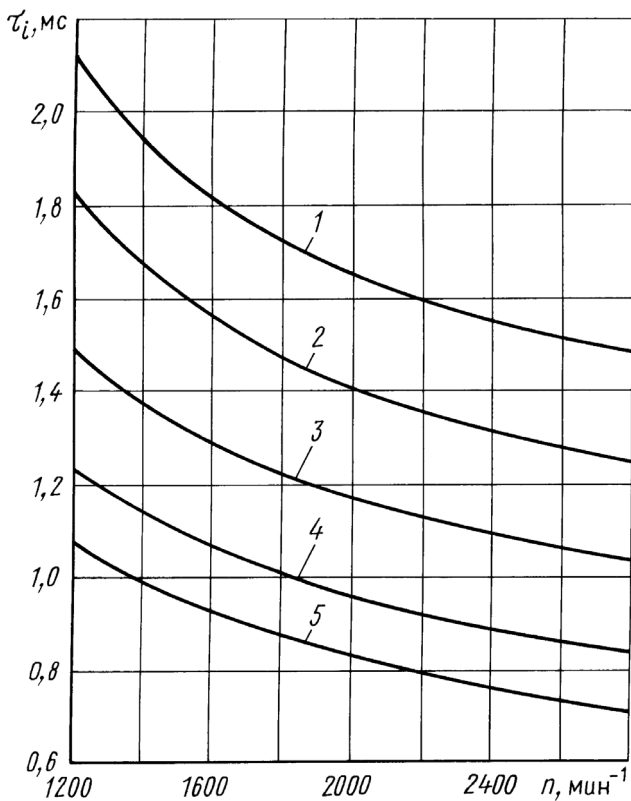
На рис. 4 приведены результаты экспериментальных исследований, полученные при вихревом отношении воздушного заряда  $D = 9,5$  (условное отношение частоты вращения воздушного заряда в камере сгорания  $\omega_{\text{кс}}$  к частоте вращения коленчатого вала двигателя  $\omega_{\text{д}}$ ). Представленные экспериментальные данные показывают, что в исследуемом дизеле, работающем на номинальном режиме, наилучшая топливная экономичность обеспечивается при плотности топлива  $\rho_T = 834 \text{ кг/м}^3$  и его ЦЧ = 15 (см. рис. 4, а). Более экономичная работа

на топливе с высокой плотностью на этом режиме обусловлена большей глубиной проникновения топлива в объем камеры сгорания (см. рис. 2, б) и более полным охватом объема камеры сгорания струями топлива. Меньший расход топлива при работе на номинальном режиме на низкоцетановых топливах также вызван более глубоким проникновением топлива в объем камеры сгорания в результате увеличения времени активного развития топливных струй при увеличении периода задержки воспламенения.

Таким образом, при работе на номинальном режиме на топливе с плотностью  $\rho_T = 834 \text{ кг/м}^3$  и ЦЧ = 15 обеспечивается более полное использование располагаемого воздушного заряда, отмечается и улучшение динамики тепловыделения. Вместе с тем, высокий температурный уровень топливоздушной смеси в конце такта сжатия на номинальном режиме приводит к тому, что, несмотря на некоторое увеличение периода задержки воспламенения низкоцетанового топлива,  $\tau_i$  оказывается сравнительно небольшим даже при невысоком ЦЧ. При  $n = 2800 \text{ мин}^{-1}$  и ЦЧ=15 период задержки воспламенения оказался равным  $\tau_i = 1,5 \text{ мс}$  (рис. 5), что обеспечивает наилучшую топливную экономичность дизеля.

На пониженных скоростных режимах температура стенок камеры сгорания уменьшается, условия испарения топлива ухудшаются, уменьшается подогрев воздушного заряда от стенок и  $\tau_i$  заметно возрастает (см. рис. 5). Поэтому желателен переход на топлива с лучшей воспламеняемостью (более высоким ЦЧ). В то же время характеристики струй распыливаемого топлива на этих режимах оказываются достаточно близкими (см. рис. 2, в), а недостаточная скорость движения воздушного заряда не позволяет получить необходимое качество процесса смесеобразования. Поэтому для повышения топливной экономичности исследуемого дизеля целесообразно применение топлив с низкой плотностью и повышенной испаряемостью. При этом процесс смесеобразования становится более эффективным при работе на облегченных топливах, отличающихся более высокой испаряемостью (удельная теплота испарения дизельного топлива и бензина составляет соответственно 210 и 300 кДж/кг, см. рис. 1). Из-за указанных причин на режиме с  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$  (см. рис. 4, б) оптимум топливной экономичности соответствует  $\rho_T = 794 \text{ кг/м}^3$  и ЦЧ=39, а на режиме с  $n = 1200 \text{ мин}^{-1}$  (см. рис. 4, в) наименьший расход топлива при  $\rho_T = 770 \text{ кг/м}^3$  и ЦЧ=45.

Таким образом экспериментальные исследования дизеля типа ЗиЛ-645 подтвердили, что на различных эксплуатационных режимах наилучшие экономические показатели могут быть достигнуты при ра-



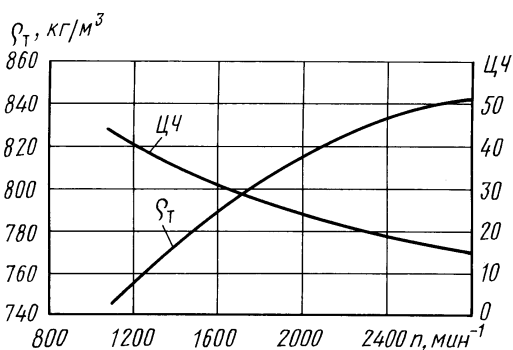
**Рис. 5.** Зависимость периода задержки воспламенения  $\tau_i$  от частоты вращения коленчатого вала  $n$  при работе дизеля на режимах с полной нагрузкой на топливах с различным цетановым числом:

1 — ЦЧ=15; 2 — ЦЧ=22; 3 — ЦЧ=30,5; 4 — ЦЧ=38; 5 — ЦЧ=45

боте на топливах с различными физико-химическими свойствами с соответствующим изменением характеристик движения воздуха и топлива. С использованием приведенных на рис. 4 результатов экспериментальных исследований дизеля ЗиЛ-645 с объемно-пленочным смеобразованием предлагаются закономерности изменения плотности  $\rho_T$  и цетанового числа топлива, обеспечивающие наилучшую топливную экономичность дизеля на режимах с полной нагрузкой (рис. 6).

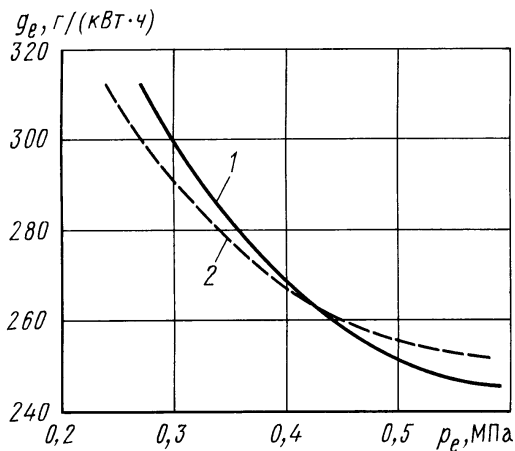
Следует отметить, что в современных дизелях с объемным смеобразованием и высокими давлениями впрыскивания топлива наилучшая топливная экономичность дизеля на номинальном режиме достигается при плотности топлива  $\rho_T = 830 - 850 \text{ кг/м}^3$  и ЦЧ = 45 – 55. Но и в этих дизелях имеется возможность повысить топливную экономичность дизеля путем корректирования физико-химических свойств топлива в зависимости от скоростного режима работы (например, путем оперативного ввода во впрыскиваемое в цилиндр топливо различных присадок) [15].

**Рис. 6.** Значения плотности применяемого топлива  $\rho_T$  и его ЦЧ на режимах с полной нагрузкой дизеля типа ЗиЛ-645, обеспечивающие его наилучшую топливную экономичность



Характер протекания процесса сгорания дизельного и облегченных топлив зависит и от нагрузочного режима работы дизеля. Это подтверждается результатами экспериментальных исследований одноцилиндрового отсека дизеля типа Д-144 (размерность 10,5/12) с полусферической камерой в поршне, работающего на дизельном топливе и на бензине [16]. На режиме с  $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$  и полной нагрузкой при сохранении угла опережения впрыскивания неизменным ( $\theta = 30^\circ$  до верхней мертвой точки) максимальные давления сгорания бензина и дизельного топлива были примерно одинаковы ( $p_z = 7,4 \text{ МПа}$ ), но имело место более позднее воспламенение бензина. В результате удельный эффективный расход  $g_e$  дизельного топлива оказался на  $5 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$  меньше, чем  $g_e$  бензина (рис. 7). При нагрузке, соответствующей среднему эффективному давлению  $p_e = 0,4 - 0,45 \text{ МПа}$ , топливная экономичность дизеля, работающего на двух исследуемых топливах, была примерно одинаковой. На режимах с невысокой нагрузкой при равном весовом расходе топлива дизель более экономично работает на бензине и развивает большую мощность, чем при использовании дизельного топлива. При этом отмечено увеличение периода задержки воспламе-

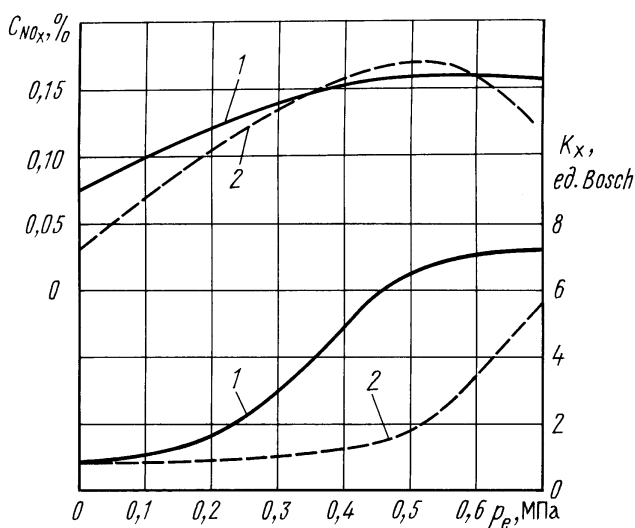
**Рис. 7.** Зависимость топливной экономичности (удельного эффективного расхода топлива  $g_e$ ) от нагрузочного режима работы (среднего эффективного давления  $p_e$ ) одноцилиндрового отсека автотракторного дизеля типа Д-144 размерности 10,5/12 с полусферической камерой сгорания в поршне при работе на режиме с  $n = 1900 \text{ мин}^{-1}$  на различных топливах: 1 — дизельное топливо; 2 — бензин



нения и максимального давления сгорания бензина. Однако уровень давлений и скоростей нарастания давления при сгорании бензина на режиме с невысокой нагрузкой оказался умеренным и не превышал уровень этих параметров на режимах с полной нагрузкой. Удельный эффективный расход топлива снизился при этом на 10–12 г/(кВт·ч) по сравнению с работой на дизельном топливе (см. рис. 7).

Экологические показатели дизеля, работающего на различных режимах, также в значительной степени зависят от физико-химических свойств применяемого топлива [17–19]. На рис. 8 приведены данные по двум наиболее значимым для дизельных двигателей экологическим показателям — содержанию в ОГ оксидов азота  $C_{NO_x}$  и дымности ОГ  $K_x$  дизеля 1 Ч 9,5/10 с камерой сгорания ЦНИДИ в поршне при работе на различных топливах — дизельном топливе и бензине АИ-93 [20].

На большинстве режимов дымность ОГ исследуемого дизеля существенно выше при работе на дизельном топливе, что обусловлено, в основном, большим содержанием в нем тяжелых углеводородов. Бензин, отличающийся хорошей испаряемостью, образует более гомогенную топливовоздушную смесь, которая при коэффициентах избытка воздуха  $\alpha \geq 1$  сгорает со значительно меньшим выбросом дыма. На режимах со средними и высокими нагрузками эмиссия оксидов азота при сгорании дизельного топлива и бензина сопоставима. Лишь на режимах с низкой нагрузкой (при  $p_e < 0,3$  МПа) более предпочтительна

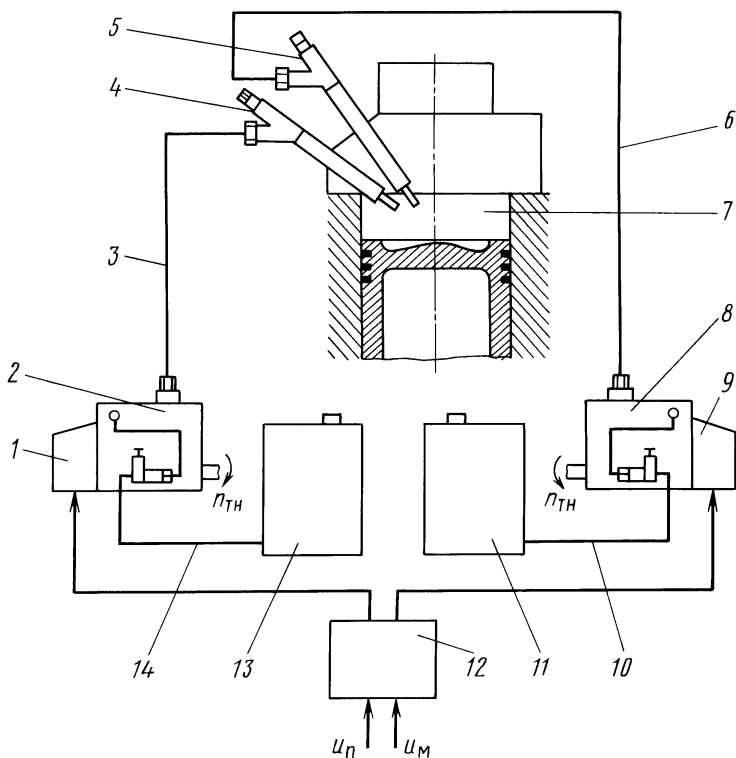


**Рис. 8.** Зависимость объемной концентрации в ОГ оксидов азота  $C_{NO_x}$  и дымности ОГ  $K_x$  (в единицах по шкале Bosch) от нагрузочного режима работы (среднего эффективного давления  $p_e$ ) дизеля 1Ч 9,5/10 с камерой сгорания ЦНИДИ в поршне при работе на различных топливах:  
1 — дизельное топливо; 2 — бензин АИ-93

работа дизеля на бензине, что объясняется его более равномерным распределением по объему камеры сгорания и выравниванием локальных температур сгорания.

Рассмотренные результаты экспериментальных исследований подтверждают необходимость согласования процесса топливоподачи с режимом работы двигателя и свойствами применяемого топлива. Представленные экспериментальные данные по экономическим и экологическим показателям ряда дизелей, преимущественно с объемно-пленочным смесеобразованием, не являются универсальными для дизельных двигателей всех типов. Вместе с тем, существенная зависимость показателей двигателей от свойств применяемого топлива характерна и для дизелей других типов. Поэтому желательно обеспечить согласование свойств топлива и характеристик процесса топливоподачи с условиями эксплуатации двигателя. Реализация такого согласования в двигателях, работающих на различных товарных топливах, может быть достигнута применением соответствующих систем автоматического регулирования (САР) [21].

Одним из возможных вариантов указанного согласования является применение раздельного впрыскивания дизельного топлива и бензина в цилиндры дизеля в соответствующих пропорциях. Схема такой системы топливоподачи представлена на рис. 9 [2]. В этом случае двигатель работает одновременно на топливе двух видов (дизельном топливе и бензине), т.е. становится двухтопливным. При использовании такой двойной системы топливоподачи, содержащей две автономные топливоподающие системы, дизельное топливо из бака 13 через топливопровод 14 поступает к ТНВД 2, который через топливопровод 3 подает дизельное топливо к форсунке 4. Такая же топливоподающая система, содержащая бак 11, ТНВД 8, топливопроводы 10, 6 и форсунку 5, использована для подачи бензина. При использовании системы топливоподачи, приведенной на рис. 9, требуемые характеристики дизеля на различных скоростных и нагрузочных режимах могут быть обеспечены регулированием соотношения количества дизельного топлива и бензина, подаваемого форсунками 4 и 5 в камеру сгорания 7. Для этого в электронный блок 12 САР подаются сигналы  $U_n$  и  $U_M$  соответственно от датчиков частоты вращения  $n$  коленчатого вала и крутящего момента дизеля (на рис. 9 датчики не показаны). На основании этих сигналов, характеризующих режим работы дизеля, в электронном блоке 12 вырабатываются управляющие сигналы  $U_{q_1}$  и  $U_{q_2}$ , подаваемые на исполнительные механизмы 1 и 9, перемещающие дозирующие рейки ТНВД 2 и 8 и обеспечивающие таким образом необходимое соотношение подач дизельного топлива  $q_1$  и бензина  $q_2$  в камеру сгорания 7 дизеля.



**Рис. 9. Схема систем подачи в камеру сгорания дизельного топлива и бензина и регулирования состава используемого в дизеле топлива:**

1, 9 — исполнительные механизмы системы регулирования; 2, 8 — ТНВД для подачи дизельного топлива и бензина; 3, 6 — топливопроводы высокого давления; 4, 5 — форсунки для впрыскивания дизельного топлива и бензина; 7 — камера сгорания; 10, 14 — топливопроводы низкого давления; 11, 13 — баки с бензином и дизельным топливом, 12 — электронный блок системы регулирования

Недостатком приведенной на рис. 9 схемы является сложность использованной двухтопливной системы топливоподачи. В частности, наличие двух форсунок усложняет конструкцию головки цилиндров дизеля. В системах топливоподачи с одной форсункой при работе дизеля на различных нефтяных топливах целесообразна организация корректирования процесса топливоподачи по величине цикловой подачи топлива, характеристикам впрыскивания и распыливания, по моменту начала подачи — углу опережения впрыскивания топлива [2, 9–12]. Возникает также проблема согласования процесса топливоподачи и скорости движения воздушного заряда в камере сгорания дизеля.

В дизелях с объемно-пленочным смесеобразованием для согласования топливоподачи и вихревого движения воздуха в камере сгорания целесообразно корректирование степени объемности процесса сгорания путем перераспределения топлива, подаваемого через разнонаправленные по отношению к стенке камеры сгорания распыливающие



отверстия форсунки. Особенно это важно при работе дизеля на дизельном топливе на нефорсированных режимах, характеризующихся невысокими температурами стенок камеры сгорания. При работе дизеля на бензине, отличающемся лучшей испаряемостью, допустимо попадание большего количества топлива на стенки. Кроме того, из-за смещения поршня двигателя вверх к верхней мертвой точке в течение периода впрыскивания изменяется положение зоны оптимального смешения топлива и окислителя (воздуха). Это приводит к необходимости коррекции топливоподачи при смещении поршня в процессе рабочего цикла дизеля. Решить указанные проблемы отчасти можно используя форсунки, укомплектованные распылителем МАДИ-ЗиЛ, результаты испытаний которого приведены ранее. Однако эта конструкция не исключает наличия пленочного смесеобразования, которое обеспечивает отверстие 7 (см. рис. 3, б).

Более значимый результат (с позиции коррекции распределения топлива по зонам камеры сгорания) может быть получен при использовании распылителя, показанного на рис. 3, а, в [12, 22]. Этот распылитель имеет запирающую иглу 8 и распыливающее отверстие, выполненное в форме разветвленного канала с одним общим выходным отверстием 11 и двумя подводящими каналами 6 и 7. При этом входные кромки канала 6 расположены на поверхности колодца 5 распылителя, а входные кромки канала 7 — на конической поверхности 4 седла иглы распылителя.

Форсунка работает следующим образом. В процессе топливоподачи топливо подается к форсунке, по каналам 1, 2 поступает в подыгольную полость 3 и воздействует на конусную площадку 9 иглы 8. При давлении  $p_{ф,0}$ , начинается подъем иглы 8, преодолевающей усилие деформированной пружины (на рис. 3, а, в не показана), воздействующей через штангу 10 на иглу 8. В процессе подъема иглы 8 топливо поступает к входным кромкам каналов 6 и 7. При частичных подъемах иглы пропускная способность канала 6 значительно больше (в 2–3 раза), чем канала 7. Поэтому основная часть топлива будет протекать именно через канал 6, ось которого образует с осью форсунки больший угол, чем ось канала 7. Это и определяет направление струи распыленного топлива. По мере подъема иглы 8 пропускные способности каналов 6 и 7 выравниваются, что приводит к изменению соотношения частей топлива, поступающих в камеру сгорания дизеля через эти каналы. В результате суммарная струя топлива, образованная слиянием двух потоков, будет менять свое направление в сторону уменьшения угла между осью форсунки и осью струи (угол  $\gamma$ , см. рис. 2, а). При посадке иглы на седло происходит обратный процесс — увеличение угла между осью форсун-

ки и осью струи топлива. Имеет место также дополнительная турбулизация струи топлива, обусловленная столкновением потоков топлива, подаваемых через каналы 6 и 7. Эффект изменения ориентации струи в пространстве камеры сгорания определяется гидравлическими характеристиками каналов 6, 7 и их осевым расположением относительно оси форсунки.

Таким образом, форсунка (см. рис. 3, а, в) позволяет организовать коррекцию характеристик топливоподачи с учетом режима работы и смещения поршня в процессе впрыскивания и, тем самым, достичь согласования параметров впрыскивания с формой камеры сгорания и аэродинамическими характеристиками воздушного заряда.

Приведенные результаты исследований подтверждают целесообразность регулирования свойств применяемого топлива и корректирования характеристик струй распыливаемого топлива в транспортных дизелях, работающих в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов. Такое регулирование может рассматриваться как эффективное средство улучшения экономичности дизелей и уменьшения выбросов вредных веществ с ОГ.

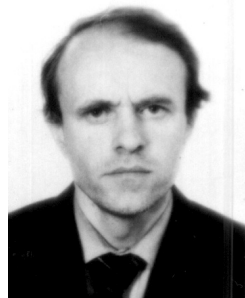
## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рыкунова Т. Т. Реконструкция предприятий нефтепереработки: пути реализации // Химия и технология топлив и масел. – 1994. – № 3. – С. 3.
2. Марков В. А., Козлов С. И. Топлива и топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 296 с.
3. Оптимизация качеств дизельных топлив / Т.Н. Митусова, Б.А. Энглин, И.Я. Пережигина и др. // Двигателестроение. – 1986. – № 3. – С. 30–31, 36.
4. Терентьев Г. А. Эффективность дизелизации автомобильного парка и соотношение оптовых цен на дизельное топливо и автомобильный бензин // Химия и технология топлив и масел. – 1988. – № 7. – С. 2–5.
5. Бушуев В. В. Прогнозный баланс использования на транспорте различных видов энергоносителей / Газ в моторах: Тезисы докладов международной конференции; 22–23 мая 1996 г. – М.: РАО “Газпром”, 1996. – С. 16–19.
6. Гуреев А. А., Азев В. С., Камфер Г. М. Топливо для дизелей. Свойства и применение. – М.: Химия, 1993. – 336 с.
7. Физико-химические и эксплуатационные свойства реактивных топлив: Справочник / Н.Ф. Дубовкин, В.Г. Маланичева, Ю.П. Массур и др. – М.: Химия, 1985. – 240 с.
8. Гуреев А. А., Азев В. С. Автомобильные бензины. Свойства и применение. – М.: Нефть и газ, 1996. – 444 с.
9. Крутов В. И., Горбаневский В. Е., Кислов В. Г. Топливная аппаратура автотракторных дизелей. – М.: Машиностроение, 1985. – 208 с.
10. Марков В. А., Кислов В. Г., Хватов В. А. Характеристики топливоподачи транспортных дизелей. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. – 160 с.
11. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.

12. Луканин В. Н., Мальчук В. И. Коррекция подачи и распыливания топлива в камере сгорания дизеля // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2000. – № 3. – С. 27–30.
13. Камфер Г. М., Семенов В. Н. Некоторые особенности рабочего цикла дизеля с камерой в поршне при использовании смесей дизельного топлива с бензином // В сб.: “Совершенствование автотракторных двигателей внутреннего сгорания”. – М: МАДИ, 1985. – С. 20–24.
14. Организация подачи и распыливания топлива в камере сгорания дизеля с несимметричным расположением форсунки / В.И. Мальчук, В.И. Трусов, Н.С. Алехин и др. // Автомобильная промышленность. – 1984. – № 11. – С. 5–7.
15. Патрахальцев Н. Н. Регулирование рабочего процесса дизеля // Грузовик. – 1998. – № 2. – С. 21–24.
16. Гершман И. И., Лебединский А. П. Многотопливные дизели. – М.: Машиностроение, 1971. – 224 с.
17. Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И. Токсичность отработавших газов дизелей. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 376 с.
18. Горбунов В. В., Патрахальцев Н. Н. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. – М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 1998. – 216 с.
19. Кульчицкий А. Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. – Владимир: Изд-во Владимирского государственного университета, 2000. – 256 с.
20. Семенов Б. Н., Павлов Е. П., Копцев В. П. Рабочий процесс высокооборотных дизелей малой мощности. – Л.: Машиностроение, 1990. – 240 с.
21. Крутов В. И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.
22. Распылитель быстроходного дизеля. – Патент № 2000464 РФ, МКИ F 02 М 61/10. / Луканин В.Н., Мальчук В.И., Брагин А.В. и др. // Бюллетень изобретений. – 1993. – № 33. – С. 127.

Статья поступила в редакцию 14.05.2003

Владимир Анатольевич Марков родился в 1958 г., окончил в 1981 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Д-р техн. наук, профессор кафедры “Теплофизика” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор около 150 научных работ в области автоматического регулирования двигателей внутреннего сгорания.



V.A. Markov (b. 1958) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1981. D. Sc. (Eng.) professor of “Heat Physics” department of the Bauman Moscow State Technical University. Author of about 150 publications in the field of automatic adjustment of internal combustion engines.

Сергей Николаевич Девянин родился в 1954 г., окончил в 1976 г. Московский автомобильно-дорожный институт (МАДИ). Канд. техн. наук, зам. директора по науке научно-производственного предприятия “Агродизель”. Автор более 40 научных работ в области топливоподачи дизелей.



S.N. Devyanin (b. 1954) graduated from the Moscow Institute for Vehicles and Roads (MADI) in 1976. Ph. D. (Eng.), deputy director on science of the Scientific and Production Enterprise “Agrodiesel”. Author of over 40 publications in the field of fuel supply of diesel engines.