

С. В. Гусаков, Н. Н. Патрахальцев,
П. Р. Вальехо Мальдонадо,
В. А. Марков

ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССА ТОПЛИВОПОДАЧИ И ПОКАЗАТЕЛИ БЫСТРОХОДНОГО ДИЗЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА ДИЗЕЛЬНОМ ТОПЛИВЕ И РАПСОВОМ МАСЛЕ

Проведены экспериментальные исследования дизеля типа МД-6 на дизельном топливе и рапсовом масле. Проанализированы характеристики процесса топливоподачи этих двух видов топлива, показатели динамики процесса их сгорания, показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов дизеля, работающего на указанных топливах.

Ключевые слова: дизельный двигатель, процесс топливоподачи, дизельное топливо, рапсовое масло, смесевое биотопливо, характеристики токсичности.

В настоящее время одной из важнейших задач двигателестроения является улучшение экологических показателей дизелей без ухудшения их энергетических и экономических характеристик. Это особенно актуально для малоразмерных высокооборотных дизелей с непосредственным впрыскиванием топлива, которые находят все более широкое применение в качестве силовых агрегатов для средств малой механизации, мобильных генераторов, компрессоров, насосных установок и т.д.

Одно из направлений улучшения экологических показателей дизелей и замещения нефтяных ресурсов — это применение в дизелях топлив биологического происхождения, которые относятся к возобновляемым видам энергоносителей. Применение биологических видов топлива в энергетических установках позволяет сохранить баланс углекислого газа в атмосфере, что снижает парниковый эффект. Это обусловлено тем, что выброс углекислого газа при сжигании биотоплива сопоставим с объемом углекислого газа, поглощаемым в процессе фотосинтеза при выращивании сырья для производства биотоплива. Наличие в молекулах биотоплива атомов кислорода, как правило, приводит к уменьшению эмиссии продуктов неполного сгорания топлива (в первую очередь сажи и несгоревших углеводородов). Кроме того, при применении этих топлив в дизелях значительно снижается выброс оксидов серы с отработавшими газами (ОГ), что вызвано незначительным содержанием серы в этих топливах. Сокращение эмиссии оксидов серы препятствует образованию кислотных дождей, вызывающих хронические заболевания органов дыхания (особенно в крупных городах).

В качестве наиболее перспективного биотоплива рассматриваются растительные масла, источником которых являются масличные растения. Наибольшее промышленное значение имеют следующие виды масел: бобовое (соевое), рапсовое, подсолнечное, пальмовое, кукурузное (маисовое), арахисовое. Для природных условий России наиболее перспективным считается использование в качестве топлива для дизелей рапсового масла и топлив на его основе.

Следует отметить, что некоторые физико-химические свойства рапсового масла незначительно отличаются от свойств товарного дизельного топлива. В первую очередь это относится к показателям воспламеняемости этих топлив в камере сгорания дизеля, их теплотворной способности. Так, цетановое число (ЦТ) рапсового масла составляет около 36 единиц, а ЦТ дизельного топлива по ГОСТ 305–82 составляет 45 единиц, низшая теплота сгорания этих топлив H_U равна соответственно 37 300 и 42 500 кДж/кг. В связи с этим отмечается хорошая адаптация современных как транспортных, так и стационарных дизелей к работе на биотопливах, полученных из рапсового масла, чего нельзя сказать о других альтернативных топливах.

В то же время эти топлива существенно различаются по некоторым физико-химическим свойствам. Растительные масла, являющиеся глицериновыми эфирами жирных кислот, отличаются повышенной вязкостью, превышающей на порядок вязкость стандартного дизельного топлива. При нормальных атмосферных условиях вязкость летнего дизельного топлива по ГОСТ 305–82 составляет $\nu = 3 \dots 4$ мм²/с, а рапсового масла — $\nu = 80$ мм²/с.

Дизельное топливо и рапсовое масло отличаются и по другим физическим свойствам — плотности, сжимаемости, поверхностному натяжению. Так, плотность этих топлив при нормальных условиях ($t = 20$ °С, $p = 0,1$ МПа) составляет соответственно $\rho = 830$ и 916 кг/м³. При этих же условиях мгновенный (истинный) коэффициент сжимаемости стандартного дизельного топлива $\alpha = 70 \cdot 10^{-11}$ Па⁻¹, а рапсового масла — $\alpha = 52 \cdot 10^{-11}$ Па⁻¹. Рапсовое масло имеет поверхностное натяжение большее, чем дизельное топливо. При нормальных атмосферных условиях коэффициент поверхностного натяжения дизельного топлива $\sigma = 27,1$ мН/м, рапсового масла — $\sigma = 33,2$ мН/м.

Рапсовое масло и стандартное дизельное топливо из-за различия физических свойств по-разному влияют на протекание рабочих процессов двигателей, в первую очередь, это относится к процессам топливоподачи и смесеобразования. Кроме того, некоторые отличия цетанового числа и теплотворной способности этих двух видов топлив приводят к трансформации процессов самовоспламенения и сгорания. Все эти факторы вызывают изменение характеристик процесса топливоподачи и показателей, характеризующих работу дизеля при его переводе с дизельного топлива (ДТ) на на “чистое” рапсовое масло.

Для оценки указанных показателей проведены экспериментальные исследования малоразмерного высокооборотного дизеля МД-6 (1 Ч 8,0/7,5) без наддува, имеющего камеру сгорания в поршне (рис. 1) и объемно-пленочное смесеобразование.

Штатная система топливоподачи исследуемого дизеля содержит одноплунжерный топливный насос высокого давления (ТНВД) с плунжерной парой золотникового типа с диаметром плунжера $d_{пл} = 6$ мм,

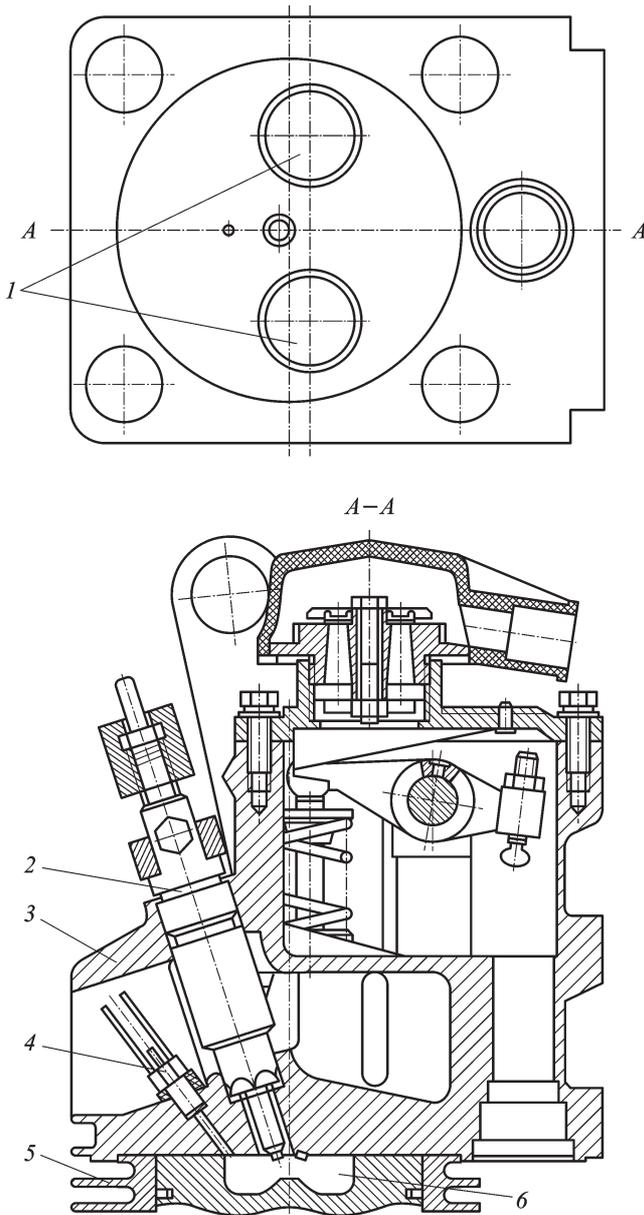


Рис. 1. Схема установки датчика давления в головке цилиндра дизеля МД-6:
1 — клапаны; 2 — форсунка; 3 — головка цилиндра; 4 — датчик давления; 5 — цилиндр;
6 — камера сгорания в поршне

ходом плунжера $h_{пл} = 6$ мм и нагнетательным клапаном грибового типа, а также содержит нагнетательный трубопровод высокого давления длиной $L = 400$ мм, форсунку закрытого типа с давлением начала впрыскивания $p_{ф0} = 21$ МПа.

Технические характеристики двигателя МД-6

| | |
|---|---|
| Тип двигателя | Четырехтактный, дизельный |
| Число цилиндров | 1 |
| Диаметр цилиндра, мм | 80 |
| Ход поршня, мм | 75 |
| Рабочий объем цилиндра, л | 0,377 |
| Степень сжатия | 19,3 |
| Способ смесеобразования | Непосредственное впрыскивание |
| Механизм газораспределения | Клапанный, с верхним расположением клапанов |
| Угол перекрытия клапанов, град п.к.в. | 38–40 |
| Система смазывания | Принудительная с разбрызгиванием |
| Фильтр масляный | Сетчатый |
| Насос масляный | Шестеренчатый внутреннего зацепления |
| Система питания | ТНВД с всережимным центробежным регулятором |
| Система охлаждения | Воздушная, принудительная с центробежным вентилятором |
| Номинальная частота вращения, мин ⁻¹ | 3000±20 |
| Литровая мощность, кВт/л, не менее | 11 |
| Эксплуатационная мощность при $n = 3000$ мин ⁻¹ , кВт, не менее | 4 |
| Удельный расход топлива на режиме номинальной частоты вращения при эксплуатационной мощности, г/(кВт·ч), не более | 280 |
| Степень неравномерности регулятора частоты вращения, %, не более | 5 |
| Средняя скорость поршня, м/с | 7,5 |
| Частота вращения коленчатого вала на режиме холостого хода, мин ⁻¹ : | |
| минимальная | 1200 ± 100 |
| максимальная, не более | 3200 |
| Максимальное значение крутящего момента, Н·м | 13 |

Испытательный стенд для проведения экспериментальных исследований был создан на базе дизеля МД-6 в составе миниэлектростанции АД4-Т400-В, т.е. работа дизеля исследовалась непосредственно в составе электростанции. Нагружение двигателя осуществлялось генератором, входящим в состав электростанции, при подключении к нему электропотребителей различной мощности. Принятая схема на-

гружения двигателя позволяла определять электрическую мощность (как произведение тока и напряжения) и эффективную мощность двигателя с учетом КПД генератора. Дизель МД-6 в составе электростанции работал на режимах регуляторной характеристики практически при постоянной частоте вращения коленчатого вала, составляющей $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$.

Экспериментальная установка содержала комплекс необходимой контрольно-измерительной аппаратуры. Для измерения содержания сажи в ОГ использовался сажемер фирмы Bosch типа EFAW-65; для измерения содержания токсических компонентов ОГ — оксидов азота NO_x (сумма монооксида NO и диоксида NO_2) и монооксида углерода CO — использовался газоанализатор TESTA 350. Концентрация этих токсических компонентов в сухих ОГ определялась в ppm (миллионных объемных долях).

Для индицирования рабочего процесса дизеля головка цилиндра была доработана для установки пьезокварцевого охлаждаемого датчика давления 8QP505C, имеющего высокую температурную стабильность и небольшой размер. Схема установки датчика давления в головке цилиндра дизеля МД-6 показана на рис. 1.

На первом этапе экспериментальных исследований определяли влияние свойств применяемого топлива на характеристики процесса топливоподачи. Анализ параметров процесса топливоподачи осуществлялся по экспериментально полученному закону топливоподачи (рис. 2, *a*) и результатам индицирования характеристики изменения давления у штуцера форсунки (рис. 2, *b*).

Основными показателями закона топливоподачи являются углы поворота кулачкового вала ТНВД (п.кул.в.) $\varphi_{\text{нач.п}}$ и $\varphi_{\text{ок.п}}$, соответствующие началу и окончанию подачи, а также продолжительность впрыскивания $\varphi_{\text{пр.впр}}$ (см. рис. 2, *a*), а основными показателями осциллограммы изменения давления у штуцера форсунки — максимальное давление впрыскивания $p_{\text{ф max}}$, углы поворота вала ТНВД $\varphi_{\text{ф0}}$ и $\varphi_{\text{ф max}}$, соответствующие началу нарастания давления и максимальному значению давления впрыскивания.

Нагрузочные характеристики были получены при различных частотах вращения кулачкового вала ТНВД ($n_{\text{тн}} = 900, 1200, 1500 \text{ мин}^{-1}$) дизеля МД-6, работающего на дизельном топливе и рапсовом масле. При снятии нагрузочных характеристик цикловая подача топлива изменялась при перемещении рейки ТНВД с помощью микрометрического винта. Зависимость цикловой подачи топлива от положения дозирующей рейки ТНВД дизеля МД-6, работающего на режиме с частотой вращения $n_{\text{тн}} = 1500 \text{ мин}^{-1}$ на различных топливах, приведена на рис. 3.

Анализ осциллограмм закона топливоподачи (см. рис. 2, *a*) дизеля, работающего на исследуемых топливах, показывает, что углы начала

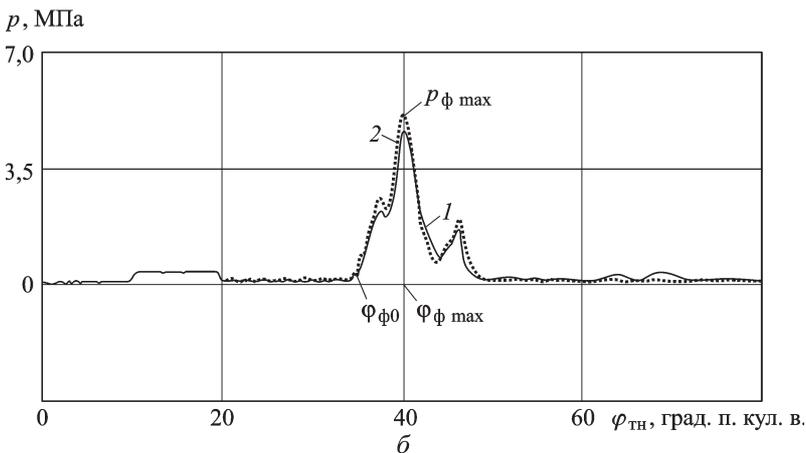
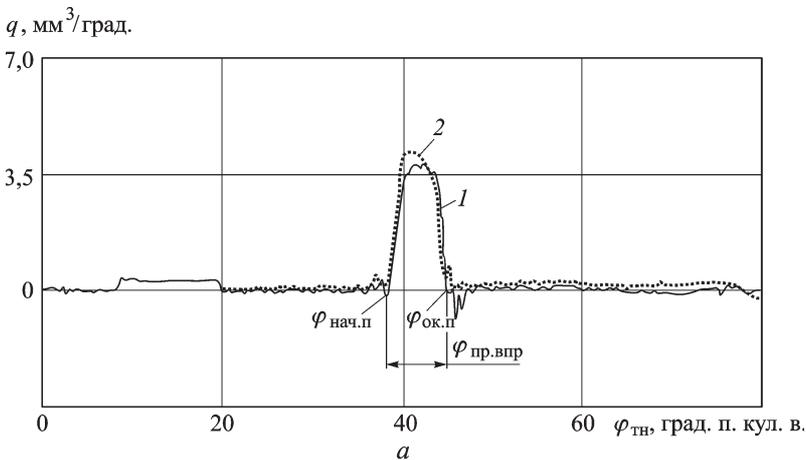


Рис. 2. Закон топливоподачи (а) и характеристика давления топлива у штуцера форсунки (б) дизеля МД-6, работающего на режиме с частотой вращения кулачкового вала ТНВД $n_{ТН} = 1500 \text{ мин}^{-1}$ и цикловой подачей топлива $q_{ц} = 16 \text{ мм}^3$ на различных топливах:

1 – дизельное топливо; 2 – рапсовое масло

подачи дизельного топлива и рапсового масла практически равны при всех исследованных значениях цикловой подачи топлива и частотах вращения кулачкового вала ТНВД $n_{ТН} = 900, 1200, 1500 \text{ мин}^{-1}$ (рис. 4). Следует отметить, что в исследуемом ТНВД при неизменной $q_{ц}$ и увеличении скоростного режима, т.е. при росте $n_{ТН}$, подача топлива начинается позже (угол $\varphi_{нач.п}$ увеличивается).

Анализ осциллограмм закона топливоподачи (см. рис. 2, а), выявил, что при работе на рапсовом масле угол $\varphi_{ок.п}$ увеличивается (см. рис. 4). На скоростном режиме с $n_{ТН} = 1500 \text{ мин}^{-1}$ это увеличение составило $0,6 \dots 0,8$ град. п.кул.в. ТНВД. Такая же тенденция характерна и для $n_{ТН} = 900$ и 1200 мин^{-1} .

Запаздывание окончания подачи рапсового масла по сравнению с подачей дизельного топлива связано с увеличением продолжительности топливоподачи $\varphi_{пр.впр}$ рапсового масла, что обусловлено раз-

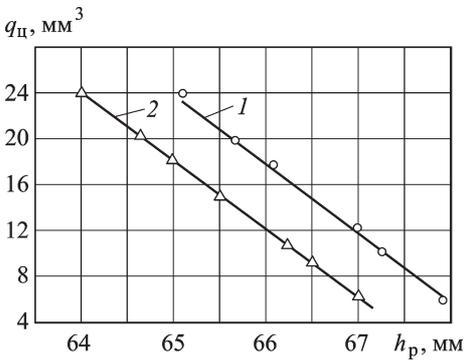


Рис. 3. Зависимость цикловой подачи топлива $q_{ц}$ от положения дозирующей рейки ТНВД h_p дизеля МД-6, работающего на режиме с частотой вращения кулачкового вала насоса $n_{тн} = 1500 \text{ мин}^{-1}$ на различных топливах:

1 — дизельное топливо; 2 — рапсовое масло

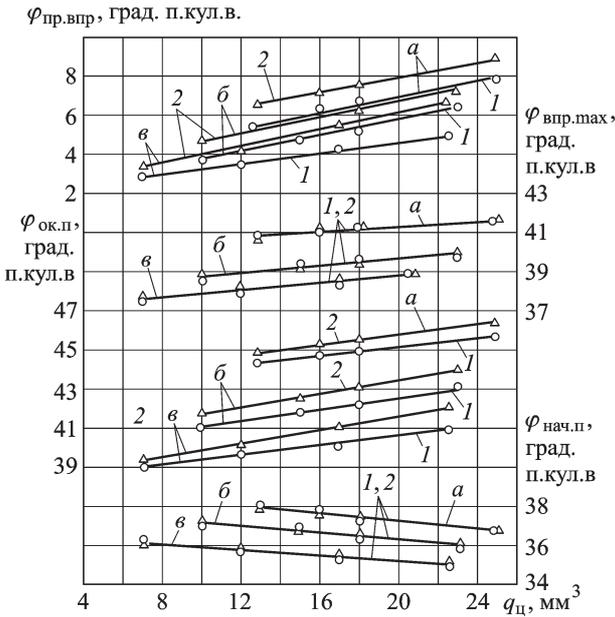


Рис. 4. Зависимость продолжительности впрыскивания $\varphi_{пр.впр}$, углов поворота кулачкового вала ТНВД $\varphi_{нач.п.}$ и $\varphi_{ок.п.}$, а также угла поворота кулачкового вала ТНВД $\varphi_{впр.макс}$ от цикловой подачи топлива $q_{ц}$ при $n_{тн} = 1500$ (а), 1200 (б) и 900 мин^{-1} (в) дизеля МД-6, работающего на различных топливах:

1 — дизельное топливо; 2 — рапсовое масло

личиями физических свойств дизельного топлива и рапсового масла. Поскольку при нормальных атмосферных условиях вязкость рапсового масла в 15–20 раз выше вязкости дизельного топлива, возрастают гидравлические потери при течении топлива в дросселирующих сечениях, а утечки топлива уменьшаются, в частности утечки в наполнительном отверстии втулки плунжера и в зазоре между втулкой и плунжером. Это приводит к увеличению активного хода плунжера при работе ТНВД на рапсовом масле и, следовательно, к росту цикловой подачи топлива $q_{ц}$ (см. рис. 3) и продолжительности топливоподачи. На исследованных скоростных режимах при максимальных $q_{ц}$ продолжительность впрыскивания $\varphi_{пр.впр}$ рапсового масла увеличилась на

10–12 % по сравнению с работой на дизельном топливе (см. рис. 4). При снижении цикловых подач $q_{ц}$ рапсового масла и дизельного топлива уменьшаются как продолжительность подачи $\varphi_{пр.впр}$, так и угол $\varphi_{ок.п}$ окончания подачи (подача заканчивается раньше).

Как показал анализ осциллограмм изменения давления топлива у штуцера форсунки (см. рис. 2, б), характер протекания процесса топливоподачи при использовании в качестве топлива дизельного топлива и рапсового масла практически одинаков. На исследованных скоростных режимах ($n_{тн} = 900, 1200$ и 1500 мин⁻¹) во всем диапазоне изменения $q_{ц}$ угол $\varphi_{\phi 0}$ начала нарастания давления при впрыскивании дизельного топлива и рапсового масла оставался неизменным (рис. 5). Практически не изменяется и угол $\varphi_{\phi max}$ достижения максимального значения давления впрыскивания.

Но следует отметить, что при одной и той же цикловой подаче топлива из-за большей вязкости рапсового масла максимальное давление его впрыскивания выше, чем при работе на дизельном топливе. Так, на режиме с частотой вращения $n_{тн} = 1500$ мин⁻¹ и цикловой подачей $q_{ц} = 16$ мм³ разница максимальных давлений впрыскивания Δp_{max} составляет около 4 %. При уменьшении цикловой подачи разница Δp_{max} для дизельного топлива и рапсового масла уменьшается и при небольших подачах (например, при $q_{ц} = 5$ мм³) значение Δp_{max} стремится к нулю.

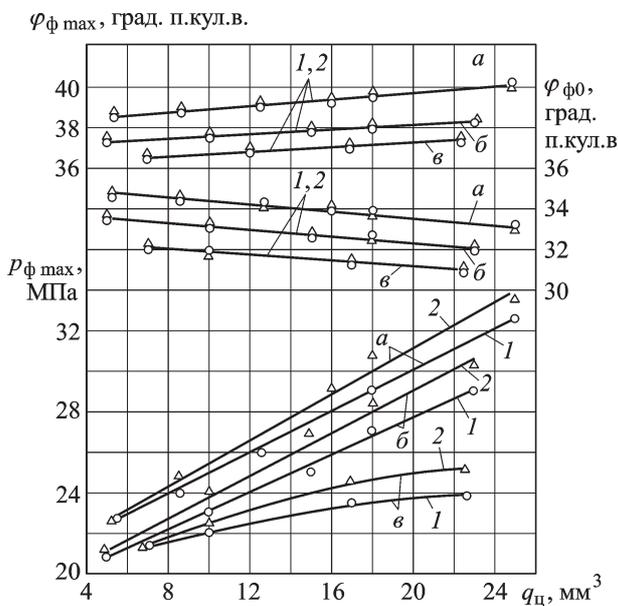


Рис. 5. Зависимость углов поворота вала ТНВД $\varphi_{\phi 0}$ и $\varphi_{\phi max}$ и максимального давления топлива у штуцера форсунки $p_{\phi max}$ от цикловой подачи топлива $q_{ц}$ при $n_{тн} = 1500$ (а), 1200 (б) и 900 мин⁻¹ (в) дизеля МД-6, работающего на различных топливах:

1 – дизельное топливо; 2 – рапсовое масло

Из осциллограмм на рис. 2, б видно, что характер изменения давления топлива у штуцера форсунки на последней стадии впрыскивания (в момент начала движения иглы форсунки к седлу) при работе на дизельном топливе и рапсовом масле практически одинаков, оказались практически равными и остаточные давления в нагнетательном трубопроводе.

Колебательные процессы, возникающие в трубопроводе высокого давления после посадки иглы форсунки, при применении рапсового масла протекают менее интенсивно, чем при использовании дизельного топлива. Это обстоятельство можно объяснить более высокой вязкостью рапсового масла.

Таким образом, проведенные исследования показали, что замена дизельного топлива рапсовым маслом приводит к незначительному увеличению максимального давления впрыскивания и продолжительности подачи. Другие исследованные параметры тоже практически не менялись. Поэтому можно предположить, что отмеченное в ряде опубликованных работ различие в показателях рабочего процесса дизеля, работающего на дизельном топливе и растительном масле, связано не только с некоторым изменением параметров процесса топливоподачи этих двух видов топлива, но и с особенностями протекания процессов смесеобразования и сгорания рапсового масла.

Для оценки показателей быстроходного дизеля, работающего на двух видах топлива, проведены экспериментальные исследования двигателя типа МД-6. Программа экспериментальных исследований включала в себя снятие его нагрузочных характеристик при работе на дизельном топливе и рапсовом масле путем последовательного увеличения нагрузки от минимального до максимального значения при постоянной частоте вращения коленчатого вала $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и установочных углах опережения впрыскивания топлива $\theta = 25$ и 33° поворота коленчатого вала (п.к.в.) до ВМТ. Угол опережения впрыскивания топлива, равный $\theta = 33^\circ$ п.к.в. до ВМТ, является оптимальным с точки зрения показателей топливной экономичности. Угол опережения впрыскивания топлива $\theta = 25^\circ$ п.к.в. до ВМТ обеспечивал снижение показателей динамики процесса сгорания топлива — периода задержки воспламенения τ_i , максимального давления сгорания p_z и скорости нарастания давления при сгорании $dp/d\varphi$.

Эти показатели определялись путем снятия индикаторных диаграмм давления рабочего заряда в цилиндре двигателя. Период задержки воспламенения определялся непосредственно по индикаторной диаграмме (рис. 6) как промежуток времени от начала впрыскивания топлива в камеру сгорания до отрыва кривой от линии сжатия.

Приведенные на рис. 7 характеристики показателей динамики процесса сгорания топлива свидетельствуют о том, что при неизменном

Рис. 6. Индикаторные диаграммы дизеля МД-6 при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$ и $p_i = 0,51 \text{ МПа}$ на различных топливах:

1 — дизельное топливо, $\theta = 25^\circ \text{ п.к.в.}$ до ВМТ; 2 — рапсовое масло, $\theta = 25^\circ \text{ п.к.в.}$ до ВМТ; 3 — рапсовое масло, $\theta = 33^\circ \text{ п.к.в.}$ до ВМТ

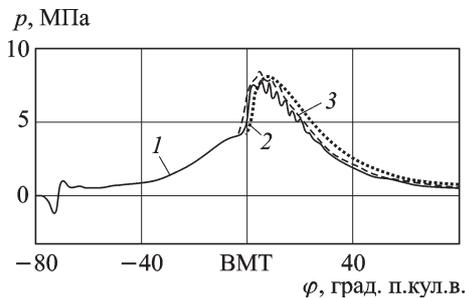
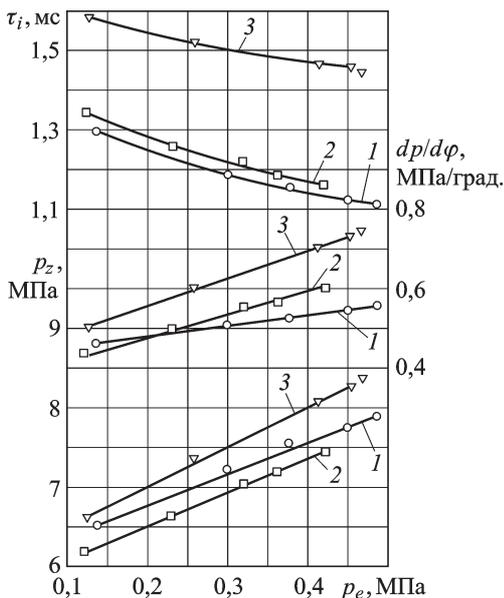


Рис. 7. Зависимость индикаторного периода задержки воспламенения τ_i , скорости нарастания давления $dp/d\varphi$ и максимального давления сгорания p_z дизеля МД-6 от среднего эффективного давления p_e при работе двигателя на различных топливах (1, 2, 3 — см. рис. 6)



угле опережения впрыскивания топлива $\theta = 25^\circ \text{ п.к.в.}$ до ВМТ перевод дизеля МД-6 с дизельного топлива на растительное масло на исследованных режимах сопровождается увеличением на $0,3 \dots 0,4 \text{ мс}$ периода задержки воспламенения τ_i . Это объясняется пониженным ЦТ рапсового масла (36 единиц). Однако максимальное давление сгорания p_z рапсового масла оказалось несколько меньшим по сравнению с давлением сгорания при работе на дизельном топливе, а разница значений скорости нарастания давления при сгорании $dp/d\varphi$ зависит от нагрузочного режима работы. На режимах с малыми нагрузками (при $p_e < 0,2 \text{ МПа}$) этот показатель выше при использовании дизельного топлива, а на режимах со средними и высокими нагрузками (при $p_e > 0,2 \text{ МПа}$) показатель выше при использовании рапсового масла.

Исследования подтвердили, что рассматриваемые показатели динамики процесса сгорания сильно зависят от угла опережения впрыскивания топлива. При работе дизеля МД-6 на рапсовом масле и увеличении угла опережения впрыскивания топлива θ с 25 до 33° п.к.в. до ВМТ период задержки воспламенения τ_i возрастает на $0,25 \dots 0,30 \text{ мс}$ (см. рис. 7). В частности, на режиме с полной нагрузкой (при $p_e = 0,42 \text{ МПа}$) период задержки воспламенения составил

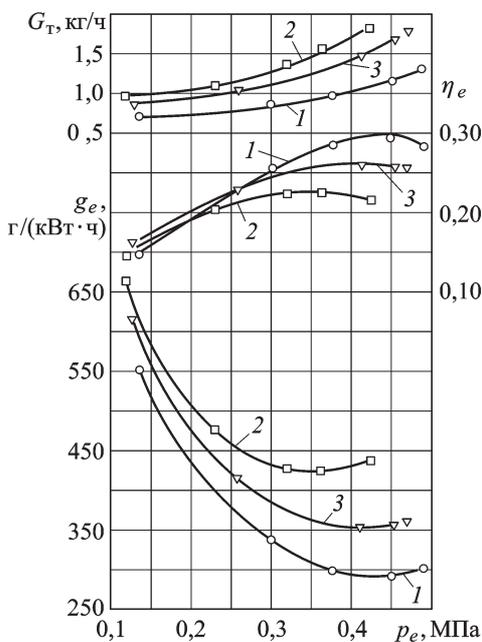


Рис. 8. Зависимость часового расхода топлива G_T дизеля МД-6, его эффективного КПД η_e и удельного эффективного расхода топлива g_e от нагрузки при работе двигателя на различных топливах (1, 2, 3 – см. рис. 6)

составил $\eta_e = 0,30$, а минимальный удельный эффективный расход топлива $g_e = 290$ г/(кВт·ч) (см. рис. 8), что соответствует часовому расходу топлива $G_T = 1,1$ кг/ч и расходу воздуха $G_B = 31$ кг/ч. При этом температура ОГ $T_{ог} = 380$ °С, а дымность $K_x = 2,3$ единицы по шкале Bosch (рис. 9). При переводе двигателя на рапсовое масло его удельный эффективный расход топлива на этом режиме возрос до $g_e = 440$ г/(кВт·ч), а эффективный КПД снизился до $\eta_e = 0,22$. Предотвратить такое значительное ухудшение показателей топливной экономичности дизеля при его работе на чистом рапсовом масле можно, увеличивая угол опережения впрыскивания до $\theta = 33^\circ$ п.к.в. до ВМТ. При работе дизеля МД-6 на режиме с полной нагрузкой на рапсовом масле с таким углом опережения впрыскивания его удельный эффективный расход топлива оказался равен $g_e = 350$ г/(кВт·ч), а эффективный КПД – $\eta_e = 0,26$.

Некоторое изменение параметров рабочего процесса дизеля МД-6 при его работе на рапсовом масле приводит и к изменению показателей токсичности ОГ. При использовании топлива этого вида увеличение доли топлива, сгорающего на первой стадии, приводит к росту локальных температур в камере сгорания, что повышает скорость образования оксида азота. Так, в двигателе, работающем на рапсовом

$\tau_i = 1,47$ мс. При росте τ_i увеличивается объем топлива в смеси с воздухом, подготовленного к процессу сгорания и сгорающего на первой стадии. Это приводит к увеличению максимального давления цикла p_z , скорости нарастания давления $dp/d\varphi$ и снижению температуры ОГ $T_{ог}$. На указанном нагрузочном режиме эти параметры составляют соответственно $p_z = 0,84$ МПа, $dp/d\varphi = 0,75$ МПа/град и $T_{ог} = 460$ °С. В результате такого увеличения угла опережения впрыскивания эффективный КПД двигателя η_e возрастает, а удельный эффективный расход топлива g_e уменьшается (рис. 8).

При работе дизеля МД-6 на режиме с полной нагрузкой ($p_e = 0,42$ МПа) на дизельном топливе его эффективный КПД

масле, при $p_e = 0,42$ МПа и $\theta = 33^\circ$ п.к.в. до ВМТ концентрация C_{NO_x} в ОГ составляет 1550 ppm (см. рис. 9). Однако при $\theta = 25^\circ$ п.к.в. до ВМТ содержание в ОГ этого токсичного компонента снижается до $C_{NO_x} = 1080$ ppm, что примерно равно концентрации этого компонента в ОГ дизеля, работающего на дизельном топливе.

Перевод двигателя МД-6 на рапсовое масло приводит к значительному росту эмиссии монооксида углерода. При работе дизеля на режиме с полной нагрузкой с углом опережения впрыскивания $\theta = 25^\circ$ п.к.в. до ВМТ содержание монооксида углерода в ОГ составляет $C_{CO} = 9000$ ppm, что на порядок превышает аналогичный показатель дизеля, работающего на дизельном топливе (см. рис. 9). Заметно снизить выброс этого токсичного компонента ОГ можно увеличивая угол опережения впрыскивания топлива. Так, при работе дизеля на рапсовом масле на режиме с полной нагрузкой при $\theta = 33^\circ$ п.к.в. до ВМТ содержание монооксида углерода существенно уменьшается и составляет 2600 ppm. Такое снижение концентрации монооксида углерода СО объясняется снижением расхода топлива G_T (см. рис. 8) и соответствующим увеличением объема кислорода в камере сгорания дизеля, о чем свидетельствуют полученные при экспериментах значения коэффициента избытка воздуха α и содержания в ОГ кислорода C_{O_2} . При работе дизеля МД-6 на углах опережения впрыскивания топлива $\theta = 25$ и 33° п.к.в. до ВМТ коэффициент избытка воздуха оказался равным соответственно 1,2 и 1,6, а содержание кислорода в ОГ — 6,0 и 10,0 %.

На этом же режиме при $\theta = 33^\circ$ п.к.в. до ВМТ дымность ОГ снижается на 13 % и составляет $K_x = 4$ ед. по шкале Bosch (см. рис. 9). Снижение дымности ОГ при увеличении угла опережения впрыскивания топлива также связано с увеличением содержания кислорода в камере сгорания дизеля.

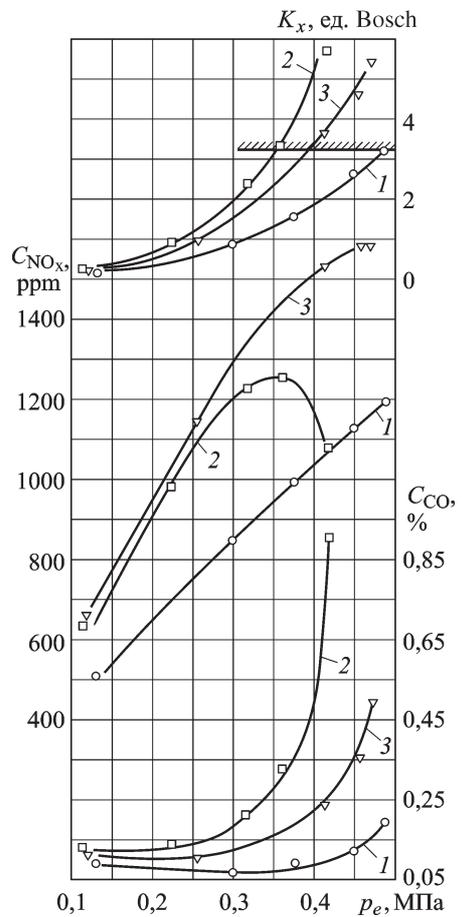


Рис. 9. Зависимость дымности ОГ K_x , содержания в ОГ дизеля МД-6 C_{NO_x} и C_{CO} от среднего эффективного давления p_e при работе двигателя на различных топливах (1, 2, 3 — см. рис. 6)

Результаты проведенных экспериментальных исследований дизеля МД свидетельствуют о том, что перевод этого двигателя с дизельного топлива на рапсовое масло приводит к заметному ухудшению как показателей топливной экономичности, так и показателей токсичности ОГ. Это обусловлено тем, что в этом малоразмерном двигателе, адаптированном к работе на дизельном топливе, его замена на рапсовое масло сопровождается трансформацией процессов топливоподачи, впрыскивания и распыливания топлива, его самовоспламенения и последующего сгорания. В результате наблюдается несоответствие формы камеры сгорания и параметров процесса топливоподачи, нарушается качество процессов смесеобразования и сгорания. Поэтому для достижения требуемых показателей топливной экономичности и токсичности ОГ необходима реализация мероприятий, улучшающих качество рабочего процесса дизеля.

Проведенные последующие исследования дизеля МД-6 показали, что кроме упомянутого изменения (регулирования) угла опережения впрыскивания топлива к таким мероприятиям относятся оптимизация характеристик системы топливоподачи (в частности, геометрии проточной части распылителя форсунки), двухфазная подача топлива, подача части топлива во впускной коллектор двигателя. Существенным резервом улучшения показателей работы дизеля является и переход от чистого рапсового масла к смесевым биотопливом и оптимизация их состава. Реализация этих мероприятий позволит не только достичь показателей исследуемого дизеля, характерных для работы на дизельном топливе, но и обеспечить перспективные для малоразмерных высокооборотных дизелей требования к топливной экономичности и токсичности ОГ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. В а л ь е х о П., Г у с а к о в С. В., П р и я н д а к а А. Экспериментальное определение кинетических констант воспламенения растительных топлив в условиях ДВС // Вестник РУДН. Инженерные исследования. – 2003. – № 1. – С. 29–31.
2. В а л ь е х о П. Применение раздельной подачи топлива растительного происхождения в малоразмерный дизель с целью улучшения его экологических показателей: Автореф. дис... канд. техн. наук, 05.04.02. – М.: Изд-во РУДН, 2000. – 16 с.
3. Г о р б у н о в В. В., П а т р а х а л ь ц е в Н. Н. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. – М.: Изд-во РУДН, 1998. – 216 с.
4. Г р е х о в Л. В., И в а щ е н к о Н. А., М а р к о в В. А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. – М.: Легион-Автодата, 2005. – 344 с.
5. Д е в я н и н С. Н., М а р к о в В. А., С е м е н о в В. Г. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. – М.: Изд-во МГАУ им. В.П. Горячкина, 2008. – 340 с.
6. Л ь о т к о В., Л у к а н и н В. Н., Х а ч и я н А. С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. – М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. – 311 с.
7. М а р к о в В. А., Б а ш и р о в Р. М., Г а б и т о в И. И. Токсичность отработавших газов дизелей. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. – 376 с.

8. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 288 с.

9. Шкаликowa В. Н., Патрахальцев Н. Н. Применение нетрадиционных топлив в дизелях. – М.: Изд-во РУДН, 1993. – 64 с.

Статья поступила в редакцию 3.10.2008

Сергей Валентинович Гусаков родился в 1952 г., окончил в 1975 г. Московский автомеханический институт. Д-р техн. наук, профессор, зав. кафедрой теплотехники и тепловых двигателей Российского университета дружбы народов. Автор около 90 научных работ в области исследования и математического моделирования рабочих процессов ДВС.

S.V. Gusakov (b. 1952) graduated from the Moscow Automotive Institute in 1975. D. Sc. (Eng.), professor of department for heat engineering and heat engines of the Peoples Friendship University of Russia. Author of 90 publications in the field of study and mathematical simulation of working processes of internal combustion engines.



Николай Николаевич Патрахальцев родился в 1937 г., окончил в 1961 г. МВТУ им. Н.Э. Баумана. Д-р техн. наук, профессор кафедры теплотехники и тепловых двигателей Российского университета дружбы народов. Автор 280 научных работ в области исследования применимости альтернативных топлив в ДВС.

N.N. Patrakhal'tsev (b. 1937) graduated from the Bauman Moscow Higher Technical School in 1961. D. Sc. (Eng.), professor of department for heat engineering and heat engines of the Peoples Friendship University of Russia. Author of 280 publications in the field of study of applicability of alternative fuels in internal combustion engines.



Вальехо Мальдонадо Пабло Рамон родился в 1971 г., окончил в 1996 г. Российский университет дружбы народов (РУДН). Канд. техн. наук, доцент кафедры теплотехники и тепловых двигателей РУДН. Автор около 25 научных работ в области рабочих процессов ДВС.

P.R. Val'ekho Mal'donado (b. 1971) graduated from the Peoples Friendship University of Russia in 1996. Ph. D. (Eng.), assoc. professor of department for heat engineering and heat engines of the Peoples Friendship University of Russia. Author about 25 publications in the field of working processes of internal combustion engines.



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 250 научных работ в области автоматического регулирования двигателей внутреннего сгорания и использования в двигателях альтернативных топлив.

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 250 publications in the field of automatic regulation of internal combustion engines and application alternative fuels in engines.

