

РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АЛЬТЕРНАТИВНОГО ТОПЛИВА (ЭТАНОЛА) И ХАРАКТЕРИСТИК ВПРЫСКИВАНИЯ И РАСПЫЛИВАНИЯ В ДИЗЕЛЕ 2Ч10,5/12,0

Ключевые слова: впрыскивание, дизель, распыливание, топливная струя, угол рассеивания, физические свойства, этанол.

Аннотация. В данной статье рассмотрено впрыскивание в цилиндр двигателя маловязкого этилового спирта. Это ведет к увеличению угла рассеивания топливной струи и ее боковой поверхности, что приводит к увеличению количества испарившегося топлива за период задержки воспламенения и более «мягкой» работе двигателя. Увеличение угла рассеивания топливной струи позволяет увеличить число сопловых отверстий и интенсифицировать «закрутку» воздушного заряда, что, в конечном итоге, положительно отражается на топливной экономичности двигателя. Статья содержит результаты исследований, проведенных на двигателе 2Ч10,5/12,0 при работе на альтернативном топливе – этаноле. Представлено расчетно-теоретическое исследование физических свойств этанола и характеристик впрыскивания и распыливания в данном дизеле.

Характеристики процесса сгорания в дизеле с объемным и объемно-пленочным смесеобразованием зависят от динамики и структуры струй распыленного топлива, их числа и ориентации в пространстве, взаимодействия струй с воздушным зарядом цилиндра и стенками КС. Это необходимо учитывать при разработке моделей смесеобразования и сгорания в дизеле. Смесеобразование в дизеле 2Ч10,5/12,0 при работе на этаноле с двойной системой топливоподачи (ДСТ) осуществляется в полусферической КС, расположенной эксцентрично в поршне. Впрыскивание топлива в КС производится распылителями с тремя сопловыми отверстиями. Смесеобразование обеспечивается кинетической энергией впрыснутого топлива и энергией воздушного заряда.

Остановимся на рассмотрении вопроса, связанного с обоснованием и разработкой математической модели процессов смесеобразования и сгорания в цилиндре дизеля жидких альтернативных топлив (АТ). На наш взгляд, с учетом отличия физико-химических свойств АТ, можно применить к альтернативным топливам разработанную математическую модель процессов смесеобразования и сгорания жидких углеводородных топлив нефтяного происхождения, основные положения которой изложены ниже.

К физическим характеристикам топлива, оказывающим влияние на процессы его испарения и выгорания, можно отнести среднюю объемную температуру кипения разгонки топлива, критические температуру и давление фазового перехода жидкого топлива в пар и др. С учетом отличия этих характеристик АТ от характеристик дизельных топлив можно определить константу испарения топлива и по кинетическим уравнениям испарения и выгорания распыленного топлива рассчитать характеристики тепловыделения на участках впрыскивания, развитого диффузионного горения и догорания.

В связи со сложностью протекания физико-химических процессов в цилиндре дизеля теоретические соотношения, полученные на основании законов химической кинетики, необходимо дополнить эмпирическими коэффициентами, учитывающими особенности протекания процесса сгорания в цилиндре дизеля. При создании и разработке математической модели смесеобразования и сгорания альтернативных жидких углеводородных топлив (метанол, этанол, рапсовое масло, метилэфир рапсового масла и другие) используются математические выражения и критериальные зависимости, предложенные Лышевским А. С. и уточненные Разлейцевым Н.Ф. применительно к быстроходным форсированным дизелям [1, с. 134; 2, с. 409]. Была проведена оценка возможности использования критериальных зависимостей для определения дальнобойности l_T и угла раскрытия топливной струи g_T , мелкости распыливания d_T применительно к жидким альтернативным топливам [2, с. 411]. В математических выражениях присутствуют такие физические параметры топлива, как плотность топлива γ_T , динамическая вязкость m_T и поверхностное натяжение s_T . Для стандартного (летнего) дизельного топлива вышеуказанные параметры имеют такие значения: $\gamma_T = 860 \text{ кг/м}^3$; $m_T = 3,8 \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$; $s_T = 28 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$. При получении Лышевским А.С. критериальных зависимостей использовались данные опытов с жидкостями, для которых γ_T , m_T и s_T изменялись в пределах: $\gamma_T = (0,725 \dots 0,93) \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$; $m_T = (0,425 \dots 89,7) \cdot 10^{-3} \text{ Па}\cdot\text{с}$; $s_T = (22,25 \dots 30,7) \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$.

Исходя из того, что для жидких альтернативных топлив g_T , m_T и s_T , по-видимому, не выйдут за пределы крайних значений указанных величин (например, для этанола $g_T = 790 \text{ кг/м}^3$; $m_T = 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$), можно сделать вывод о том, что характеристики впрыскивания и динамику развития струи можно рассчитывать по критериальным зависимостям Лышевского А.С. [1, с. 134].

Рассматривая структуру выражений для определения величин l_T , g_T , d_T , можно отметить, что при неизменных режимных, конструктивных и регулировочных параметрах двигателя претерпевают изменения (в случае применения альтернативных топлив) значения величин g_{TA} , m_{TA} и s_{TA} .

Рассмотрим математические выражения, по которым определяются характеристика впрыскивания топлива и критериальные зависимости.

Средняя скорость за время впрыскивания цикловой порции топлива

$$U_0 = \frac{V_{ц}}{\left(\mu f_c \cdot i_c \cdot \rho_T \cdot \tau_{впр} \right)}, \quad (1)$$

где $V_{ц}$ – цикловая порция топлива; μf_c – площадь эффективного проходного сечения распыливающих отверстий; i – количество распыливающих отверстий; $\tau_{впр}$ – продолжительность впрыскивания порции топлива.

В формулах для расчета показателей струи распыленного топлива используются следующие критерии:

- критерий Вебера, характеризующий соотношение сил поверхностного натяжения и инерции:

$$W_e = \frac{U_0^2 \cdot d_c \cdot \rho_T}{\sigma_T}; \quad (2)$$

- критерий М, характеризующий соотношение сил поверхностного натяжения и вязкости:

$$M = \frac{\mu_T^2}{\left(d_c \cdot \rho_T \cdot \sigma_T \right)}; \quad (3)$$

- отношение плотностей воздуха и топлива:

$$\rho = \frac{\rho_a}{\rho_T}, \quad (4)$$

где d_c – диаметр распыливающего отверстия форсунки; ρ_a – плотность воздуха в цилиндре двигателя.

Проведем оценку влияния физических параметров топлива на характеристики впрыскивания и распыливания. При проведении оцен-

ки будем считать, что изменяются только физические параметры топлива (традиционного и альтернативного), а режимные, регулировочные и конструктивные параметры двигателя остаются без изменений.

Запишем выражение для расчета границы между начальным и основным участками развития струи:

$$l_T = C_s \cdot d_c \cdot W_e^{0,25} \cdot \mu^{0,4} \cdot \rho^{-0,6}, \quad (5)$$

где $C_s = 8,85$ – эмпирический коэффициент [1, с. 134].

$$l_T = C_s \cdot d_c \cdot (U_0^2 \cdot d_c \cdot \rho_T \cdot \sigma^{-1})^{0,25} \cdot (\mu_T^2 \cdot \rho_T^{-1} \cdot d_c^{-1} \cdot \sigma_T^{-1})^{0,4} \cdot \left(\frac{\rho_B}{\rho_T}\right)^{-0,6}. \quad (6)$$

После ряда несложных преобразований получим выражение l_T функции величин g_T , m_T и s_T .

$$l_T = A \cdot \rho_T^{-0,05} \cdot \sigma_T^{-0,65} \cdot \mu_T^{0,8}, \quad (7)$$

где A – множитель, включающий в себя постоянные величины.

Аналогично (7) запишем выражение для альтернативного топлива

$$l_{T_A} = A \cdot \rho_{T_A}^{-0,05} \cdot \sigma_{T_A}^{-0,65} \cdot \mu_{T_A}^{0,8}. \quad (8)$$

Разделив выражение l_{T_A} на l_T , получаем

$$\frac{l_{T_A}}{l_T} = \left(\frac{\rho_{T_A}}{\rho_T}\right)^{-0,05} \cdot \left(\frac{\sigma_{T_A}}{\sigma_T}\right)^{-0,65} \cdot \left(\frac{\mu_{T_A}}{\mu_T}\right)^{0,8}. \quad (9)$$

Как видно из выражения (9), увеличение или уменьшение плотности топлива относительно стандартной величины практически не влияет на границу между начальным и основным участками развития струи. Основным фактором, влияющим на расположение границы между участками, является величина динамической вязкости топлива, так как ее значение, в зависимости от вида топлива, может изменяться в широком диапазоне (десятки раз), тогда как поверхностное натяжение изменяется в 1,3...1,5 раза.

Рассчитаем относительное время τ_{s_A} / τ_s достижения струей альтернативного топлива стенки камеры сгорания. При проведении расчетов принимаем, что путь, проходимый струей традиционного и альтернативного топлива одинаков и равен расстоянию от распылителя форсунки до стенки камеры.

Запишем выражение для определения дальности струи топлива на основном участке ее развития:

$$l_T = B_s^{0,5} \cdot \tau_s^{0,5}, \quad (10)$$

где $B_s = \frac{d_c \cdot U_0 \cdot W_e^{0,21} \cdot M^{0,16}}{(D_s \cdot \sqrt{2} \cdot \rho)}$, $D_s = 4 \dots 5$ – коэффициент [1, с. 134].

Время достижения топливной струей стенки камеры сгорания τ_s запишем следующим образом:

$$\tau_s = l_T^2 \cdot \frac{D_s \cdot \sqrt{2} \cdot \rho}{d_c \cdot U_0 \cdot W_e^{0,21} \cdot M^{0,16}}. \quad (11)$$

После преобразований получим выражение:

$$\tau_s = l_T^2 \cdot D_s \cdot \sqrt{2} \cdot \rho_T^{0,37} \cdot \sigma_T^{0,37} \cdot \mu_T^{-0,32}. \quad (12)$$

Для альтернативного топлива:

$$\tau_{s_A} = l_T^2 \cdot D_s \cdot \sqrt{2} \cdot \rho_{T_A}^{0,37} \cdot \sigma_{T_A}^{0,37} \cdot \mu_{T_A}^{-0,32}. \quad (13)$$

Относительное время достижения вершиной струи топлива стенки камеры сгорания:

$$\frac{\tau_{s_A}}{\tau_s} = \left(\frac{\rho_{T_A}}{\rho_T} \right)^{0,37} \cdot \left(\frac{\sigma_{T_A}}{\sigma_T} \right)^{0,37} \cdot \left(\frac{\mu_{T_A}}{\mu_T} \right)^{-0,32}. \quad (14)$$

Как видно из (14), по мере увеличения ρ_{T_A} и σ_{T_A} по сравнению с аналогичными величинами для летнего дизельного топлива и постоянном (мало изменяющемся) значением μ_{T_A} увеличивается время прохождения топливной струей расстояния от распылителя форсунки до стенки камеры сгорания. Это приводит к увеличению количества испарившегося топлива в объеме камеры сгорания, что оказывает влияние на динамику тепловыделения в начальной фазе процесса сгорания и увеличению «жесткости» работы двигателя. Если величина динамической вязкости топлива значительно уменьшается (например, этанол $\mu_{T_A} = 1,4 \cdot 10^{-3}$ Па·с, летнее дизельное топливо $\mu_T = 3,8 \cdot 10^{-3}$ Па·с) время τ_{s_A} уменьшается в 2,5 раза, что, в конечном итоге, приводит к увеличению доли пленочного смесеобразования и «мягкой» работе двигателя.

Критериальное уравнение для отыскания средних диаметров капель топливной струи записывается в следующем виде

$$d_k = E_k \cdot d_c \cdot (\rho \cdot W_e)^{-0,266} \cdot M^{0,0733}, \quad (15)$$

где E – постоянный коэффициент, зависящий от конструкции форсунки и способа осреднения размеров капель.

Исходя из того, что конструкция форсунки остается неизменной при переходе на альтернативное топливо, коэффициент E не изменяется.

Распишем составляющие уравнения для отыскания среднего диаметра капель традиционного топлива

$$d_k = E_k \cdot d_c \cdot \left[\frac{\rho_a}{\rho_T} \cdot \left(\frac{B_c}{\mu f_c \cdot i_c \cdot \rho_T \cdot \tau_{впр}} \right)^2 \cdot d_c \cdot \frac{\rho_T}{\sigma_T} \right]^{-0,266} \cdot [\mu_T^2 \cdot \rho_T^{-1} \cdot d_c^{-1} \cdot \sigma_T^{-1}]^{0,0733} =$$

$$= B \cdot \rho_T^{0,4587} \cdot \sigma_T^{0,1927} \cdot \mu_T^{0,1466}, \quad (16)$$

где B – константа, включающая в себя все величины, неизменные для разных видов топлива.

Уравнение для расчета среднего диаметра капель альтернативного топлива:

$$d_{kA} = B \cdot \rho_{TA}^{0,4587} \cdot \sigma_{TA}^{0,1927} \cdot \mu_{TA}^{0,1466}. \quad (17)$$

Относительное изменение диаметра капель при переходе от традиционного топлива к альтернативному:

$$\frac{d_{kA}}{d_k} = \left(\frac{\rho_{TA}}{\rho_T} \right)^{0,4587} \cdot \left(\frac{\sigma_{TA}}{\sigma_T} \right)^{0,1927} \cdot \left(\frac{\mu_{TA}}{\mu_T} \right)^{0,1466}. \quad (18)$$

Как видно из выражения (18), на диаметр капель оказывают влияние плотность, поверхностное натяжение и вязкость топлива. По мере уменьшения γ_{TA} , σ_{TA} и μ_{TA} (переход к менее тяжелым и маловязким топливам) средний диаметр капель уменьшается. При применении в качестве топлива этилового спирта средний диаметр капли топлива уменьшается в 1,6 раза (по сравнению с летним дизельным топливом). Некоторое уменьшение дальности топливной струи (за счет уменьшения диаметра капель) несколько компенсирует ухудшение процессов испарения и смесеобразования капель топлива.

Наиболее интенсивно идут процессы испарения и смесеобразования распыленного топлива на основном участке развития струи (при малоизменяющемся угле раскрытия струи возрастает ее боковая поверхность по мере удаления от распылителя форсунки).

Критериальное уравнение определения угла раскрытия топливной струи на основном участке:

$$\gamma_T = 2 \cdot \arctg(F_s \cdot W_e^{0,32} \cdot M^{-0,07} \cdot \rho^{0,5}), \quad (19)$$

где $F_s = 0,009$ – постоянный коэффициент [2, с. 412].

$$\tg\left(\frac{\gamma_T}{2}\right) = F_s \cdot W_e^{0,32} \cdot M^{-0,07} \cdot \rho^{0,5}. \quad (20)$$

Распишем составляющие уравнения (20):

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\gamma_T}{2}\right) = F_s \cdot \left[\left(\frac{B_c}{\mu f_s \cdot i_c \cdot \rho_T \cdot \tau_{\text{впр}}} \right)^2 d_c \cdot \frac{\rho_T}{\sigma_T} \right]^{0,32} \cdot [\mu_T^2 \cdot \rho_T^{-1} \cdot d_c^{-1} \cdot \sigma_T^{-1}]^{0,07} \cdot \left(\frac{\rho_a}{\rho_T} \right)^{0,5} \quad (21)$$

После преобразований получим следующее уравнение:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\gamma_T}{2}\right) = F_s \cdot C \cdot \rho_T^{-0,75} \cdot \sigma_T^{-0,25} \cdot \mu_T^{-0,14}, \quad (22)$$

где C – константа, включающая в себя все величины, неизменные для различных топлив.

Аналогично для струи альтернативного топлива запишем

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\gamma_{T_A}}{2}\right) = F_s \cdot C \cdot \rho_{T_A}^{-0,75} \cdot \sigma_{T_A}^{-0,25} \cdot \mu_{T_A}^{-0,14} \quad (23)$$

Относительное изменение угла рассеивания топливной струи при переходе от традиционного топлива к альтернативному

$$\frac{\operatorname{tg}\left(\frac{\gamma_{T_A}}{2}\right)}{\operatorname{tg}\left(\frac{\gamma_T}{2}\right)} = \left(\frac{\rho_{T_A}}{\rho_T} \right)^{-0,75} \cdot \left(\frac{\sigma_{T_A}}{\sigma_T} \right)^{-0,25} \cdot \left(\frac{\mu_{T_A}}{\mu_T} \right)^{-0,14} \quad (24)$$

При впрыскивании в цилиндр двигателя, например, маловязкого этилового спирта угол рассеивания топливной струи и ее боковая поверхность увеличиваются, что приведет к увеличению количества испарившегося топлива за период задержки воспламенения и более «мягкой» работе двигателя. Увеличение угла рассеивания топливной струи позволит увеличить число сопловых отверстий и интенсифицировать «закрутку» воздушного заряда, что, в конечном итоге, положительно отразится на топливной экономичности двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лышевский А.С. Процессы распыливания топлива дизельными форсунками. М.: МАШГИЗ, 1963. 181 с.
2. Полевщиков А.С., Чувашев А.Н., Девятьяров Р.Р. Распыливание топлива и смесеобразование в цилиндре дизеля 2Ч10,5/12,0 при работе на этаноле с двойной системой топливоподачи // Сборник научных трудов международной конференции Двигатель 2010, посвященной 180-летию МГТУ им. Баумана Н. Э. М.: МГТУ им. Баумана Н. Э., 2010. С. 409–413.

CALCULATION AND THEORETICAL STUDY OF PHYSICAL PROPERTIES OF ALTERNATIVE FUEL (ETHANOL) AND CHARACTERISTICS OF INJECTION AND ATOMIZATION OF THE DIESEL 2CH10,5/12,0

Keywords: injection, diesel, ethanol, fuel jet, the angle of deflection, physical properties, atomization.

Annotation: in this article the injection cylinder engine low-viscosity ethyl alcohol. This leads to the angle of dispersion of the fuel spray and its lateral surface, that leads to increase of evaporated fuel for ignition delay period and more «soft» work of the engine. Increasing the angle of dispersion of the fuel spray allows to increase the number of nozzle holes and intensify the «spin» of air charges that ultimately has a positive effect on fuel economy. The article contains the results of research conducted on the engine 2Ч10,5/12,0 when working on alternative fuels – ethanol. Presented calculation and theoretical study of physical properties of ethanol and characteristics of injection and atomization in this diesel.

ЗОНОВ АНТОН ВАСИЛЬЕВИЧ – кандидат технических наук, доцент кафедры начертательной геометрии и черчения, Вятский государственный университет, Россия, Киров, (antonzonov@yandex.ru).

ZONOV ANTON VASILYEVICH – candidate of Technical Sciences, docent of the chair «Descriptive geometry and drawing», Vyatka State University, Russia, Kirov, (antonzonov@yandex.ru).

ПОЛЕВЩИКОВ АЛЕКСАНДР СЕРГЕЕВИЧ – кандидат технических наук, доцент кафедры архитектуры и градостроительства, Вятский государственный университет, Россия, Киров, (polevshikov@vyatsu.ru).

POLEVSCHIKOV ALEXANDR SERGEEVICH – candidate of technical sciences, docent of the chair «Architecture and urban planning», Vyatka State University, Russia, Kirov, (polevshikov@vyatsu.ru).
