

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-109726>

Оригинальное исследование



Прогнозирование периода задержки воспламенения в дизеле при использовании смесевых топлив

Ш.В. Бузинов

Вятский государственный университет, Киров, Россия

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Аналитическое определение периода задержки воспламенения (ПЗВ), которое позволило бы спрогнозировать воспламенение в разных типах дизелей при использовании различных видов и составов смесевых топлив (СТ) в зависимости от нагрузочных и скоростных режимов работы, является актуальной задачей.

Цель работы – определение численных значений ПЗВ в дизеле на всех рабочих нагрузочных и скоростных режимах при использовании различных видов и составов СТ.

Материалы и методы. Для определения ПЗВ были проведены теоретические и экспериментальные исследования тракторного дизеля марки Д-245.5S2, размерностью 4ЧН 11,0/12,5 на составах СТ, состоящих из дизельного топлива (ДТ) и рапсового масла (РМ) или этанола (Э). В результате проведенных исследований получена методика определения прогнозных показателей ПЗВ в дизеле в зависимости от нагрузочного и скоростного режимов работы, а также вида и состава СТ.

Результаты. Расчётные значения количественных зависимостей ПЗВ показали, что с увеличением нагрузки (p_e) с 0,2 до 1,0 МПа и уменьшением частоты вращения коленчатого вала дизеля (n) с 1800 до 1400 мин⁻¹, а также массовой доли РМ и Э в СТ с 40 до 20%, происходит снижения ПЗВ в дизеле с 7,69 до 4,82 градусов ПКВ и с 11,70 до 7,92 градусов ПКВ, соответственно. Экспериментально установлено, что с увеличением p_e с 0,2 до 1,0 МПа и уменьшением n с 1800 до 1400 мин⁻¹, а также массовой доли РМ и Э в СТ с 40 до 20%, ПЗВ в дизеле снижается с 7,59 до 4,22 градусов ПКВ и с 11,20 до 7,72 градусов ПКВ, соответственно. Сходимость полученных экспериментальных данных с расчётными значениями, определенными методом статистической обработки и расчёта ошибок эксперимента, составила 94,04%.

Заключение. Практическая ценность исследования заключается в возможности прогнозирования ПЗВ в дизеле при использовании смесевых топлив различных видов и составов на всех нагрузочных и скоростных режимах работы.

Ключевые слова: прогнозирование; смесевое топливо; альтернативное топливо; период задержки воспламенения.

Для цитирования:

Бузинов Ш.В. Прогнозирование периода задержки воспламенения в дизеле при использовании смесевых топлив // Известия МГТУ «МАМИ». 2022. Т. 16, № 3. С. 209–218. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-109726>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-109726>

Original study article

Prediction of ignition time delay in a diesel engine when using composite fuel

Shamil V. Buzikov

Vyatka State University, Kirov, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: Analytical determination of ignition time delay (ITD) which would give a prediction of ignition in diesel engines of various types using composite fuel (CF) of various kinds and compositions depending on loading and speed operation modes is a relevant issue.

AIMS: Determination of the ITD values for a diesel engine at all loading and speed operation modes with using various kinds and compositions of CF.

METHODS: In order to determine ITD, theoretical and experimental studies of the D-245.582 tractor diesel engine of 4ChN 11.0/12.5 size with using compositions of CF including diesel oil (DO) and rapeseed oil (RO) or ethanol (E) were carried out. As a result of the studies, the diesel engine ITD predictive indicators determination method considering dependence on loading and speed operation modes and CF kind and composition has been developed.

RESULTS: Calculated values of the ITD numerical relationships revealed that the load (p_e) increase from 0.2 to 1.0 MPa, the engine speed (n) decrease from 1800 to 1400 min^{-1} and decrease of mass fraction of rapeseed oil (RO) and ethanol (E) in CF from 40 to 20% lead to diesel engine ITD decrease from 7.69 to 4.82 degrees of crankshaft rotation and from 11.70 to 7.92 degrees of crankshaft rotation respectively. It was experimentally found that the load (p_e) increase from 0.2 to 1.0 MPa, the engine speed (n) decrease from 1800 to 1400 min^{-1} and decrease of mass fraction of rapeseed oil (RO) and ethanol (E) in CF from 40 to 20% lead to diesel engine ITD decrease from 7.59 to 4.22 degrees of crankshaft rotation and from 11.20 to 7.72 degrees of crankshaft rotation respectively. The degree of convergence of the experimental data with the calculated values, assessed with a statistical processing method and experimental error calculation, is 94.04%.

CONCLUSIONS: Practical value of the study lies in prediction of diesel engine ITD with using composite fuels of various kinds and compositions at all loading and speed operation modes.

Keywords: prediction; composite fuel; alternative fuel; ignition time delay.

Cite as:

Buzikov ShV. Prediction of ignition time delay in a diesel engine when using composite fuel. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2022;16(3):209–218.

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-109726>

Received: 10.08.2022

Accepted: 13.09.2022

Published: 15.10.2022

ВВЕДЕНИЕ

Период задержки воспламенения (ПЗВ) в дизеле является первой фазой процесса сгорания, обуславливающей дальнейшее тепловыделение в цилиндрах и оказывающей влияние на индикаторные показатели [1–6]. Началом процесса сгорания в цилиндрах дизеля является момент отрыва ординаты давления сгорания от ординаты сжатия свежего заряда [6]. Работа дизеля на смесевых топливах (СТ), состоящих из традиционного дизельного топлива (ДТ) и альтернативного топлива (АТ), сопровождается целым рядом характерных отличий [4, 5]. Указанное обстоятельство обуславливается отличием физико-химических свойств СТ от ДТ. Основным фактором, определяющим продолжительность ПЗВ, является цетановое число СТ [6].

На сегодняшний день, целым рядом исследователей, предложены различные уравнения для расчёта ПЗВ, однако, они являются либо полуэмпирическими, либо эмпирическими выражениями, связывающими между собой определённые группы показателей и оказываются пригодны лишь для конкретных типов дизелей или видов СТ [6]. В связи с этим, попытка вывода указанных уравнений может состоять в аналитическом определении ПЗВ, которое позволило бы спрогнозировать воспламенение в разных типах дизелей при использовании различных видов и составов СТ в зависимости от нагрузочных и скоростных режимов работы.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЙ

Целью настоящей работы является определение численных значений ПЗВ в дизеле на всех рабочих нагрузочных и скоростных режимах при использовании различных видов и составов СТ. Научная новизна работы заключается в разработке прогнозной методики определения количественных зависимостей ПЗВ в дизеле на всех рабочих нагрузочных и скоростных режимах работы при использовании различных видов и составов СТ. Для достижения поставленной цели необходимо решить нескольких задач. Во-первых, разработать методику определения прогнозных показателей ПЗВ в дизеле в зависимости от нагрузочного и скоростного режимов работы, а также вида и состава СТ. Во-вторых, рассчитать количественные зависимости ПЗВ по разработанной методике. В-третьих, экспериментально определить ПЗВ и дать оценку степени сходимости с расчётными значениями.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Одним из самых распространённых и наиболее точных способов определения ПЗВ является применение первого закона термодинамики, позволяющего аналитическим путём добиться удовлетворительного совпадения расчётных и экспериментальных значений.

Рассмотрим в общем виде необходимые условия воспламенения рабочего тела, состоящего из четырёх основных компонентов: ДТ, АТ, воздуха, ОГ. Введём в уравнение теплового баланса члены, учитывающие затраты количества теплоты на нагрев и испарение СТ, при ряде условий:

- утечки рабочего тела через неплотности не учитываются;
- снижение температуры рабочего тела вследствие нагревания и испарения впрыснутого СТ;
- зависимость скорости испарения от скорости впрыскивания, времени и температуры рабочего тела;
- стационарный закон впрыскивания СТ.

Рассмотрим период времени от момента такта сжатия в дизеле (момента впрыска СТ) и до начала процесса сгорания (выделения теплоты). Представим полный объём цилиндра в виде закрытой термодинамической системы. Для получения основных зависимостей воспользуемся законами сохранения массы и энергии.

Закон сохранения массы рабочего тела, расположенного в цилиндре дизеля, в момент начала впрыска СТ в дифференциальной форме по углу поворота коленчатого вала (ПКВ) дизеля можно представить в форме:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_v}{d\varphi} + \frac{dq_{II}}{d\varphi}, \quad (1)$$

где $\frac{dm}{d\varphi}$ – угловая скорость изменения массы рабочего тела в цилиндре дизеля, кг/град; $\frac{dm_v}{d\varphi}$ – угловая скорость изменения свежего заряда, кг/град; $\frac{dq_{II}}{d\varphi}$ – угловая скорость изменения цикловой подачи СТ (дифференциальный закон впрыскивания СТ), кг/град.

Так как свежий заряд состоит из впускного воздуха и части ОГ, оставшихся от предыдущего цикла и при закрытых клапанах не происходит его изменения, тогда:

$$\frac{dm_v}{d\varphi} = \frac{dm_B}{d\varphi} + \frac{dm_{ог}}{d\varphi} = 0, \quad (2)$$

где $\frac{dm_B}{d\varphi}$ – угловая скорость изменения массы впускного воздуха, кг/град; $\frac{dm_{ог}}{d\varphi}$ – угловая скорость изменения массы ОГ, кг/град.

Из уравнений (1) и (2) заключаем:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dq_{II}}{d\varphi}.$$

Исходя из условия стационарности закона впрыскивания, принимаем следующие допущения:

- движение невязкого СТ является установившемся;
- детали топливopодающей аппаратуры не обладают инерционностью;
- объём линии высокого давления постоянен.

Из конструктивных особенностей системы топливopодачи учитывают только профиль кулачка топливного насоса высокого давления (ТНВД), диаметр плунжера, суммарную площадь распыливающих отверстий форсунок.

В дифференциальном виде стационарный закон впрыскивания выглядит следующим образом [7]:

$$f_{пл} c_{пл} dt = \beta_{ст} V_{пл} dp_{ст} + \mu_p f_p c_{впр} dt, \quad (3)$$

где $f_{пл}$ – площадь поперечного сечения плунжера, м²; $c_{пл}$ – текущая скорость движения плунжера, м/с; dt – дифференциал времени, с; $\beta_{ст}$ – истинный коэффициент сжимаемости СТ, м·с²/кг; $V_{пл}$ – объём сжимаемого СТ, м³; $dp_{ст}$ – изменение давления СТ в полости плунжера, Па; μ_p – коэффициент расхода СТ распылителем; f_p – площадь проходных сечений распылителей, м²; $c_{впр}$ – текущая скорость истечения СТ через распыляющие отверстия, м/с.

Преобразуем левую часть выражения (3), произведя замену

$$dt = \frac{d\varphi}{2\omega} = \frac{d\varphi}{3n},$$

где $d\varphi$ – изменение угла ПКВ дизеля, град; ω – угловая скорость коленчатого вала дизеля, град/мин; n – частота вращения коленчатого вала дизеля, мин⁻¹, а текущую скорость движения плунжера вычислим согласно:

$$c_{пл} = 3n \frac{dh_{пл}}{d\varphi},$$

где $\frac{dh_{пл}}{d\varphi}$ – угловая скорость активного перемещения плунжера, м/град.

Преобразуем первое слагаемое в правой части уравнения (3), заменив множители следующим образом:

$$\beta_{ст} = \frac{1}{\rho_{ст}} \frac{d\rho_{ст}}{dp_{ст}}, \quad V_{пл} = f_{пл} h_{пл},$$

где $\rho_{ст}$ – текущая плотность СТ, кг/м³; $d\rho_{ст}$ – изменение плотности СТ, кг/м³; $h_{пл}$ – текущий ход плунжера, м.

Во втором слагаемом в правой части выражения (3) заменим dt на $\frac{d\varphi}{3n}$. Так как выражение (3) представлено в объёмных единицах, то для перехода к массовым

единицам умножим правую и левую часть на $\rho_{ст}$. В результате выполненных преобразований выражение (3) примет следующий вид:

$$f_{пл} \rho_{ст} dh_{пл} = f_{пл} h_{пл} d\rho_{ст} + \frac{\mu_p f_p c_{впр} \rho_{ст}}{3n} d\varphi. \quad (4)$$

Анализ выражения (4) показывает, что множитель $d\varphi$ во втором слагаемом в правой части (4) по физическому смыслу соответствует:

$$\frac{dq_{пл}}{d\varphi} = \frac{\mu_p f_p c_{впр} \rho_{ст}}{3n}. \quad (5)$$

Учитывая (5), выражение для изменения цикловой подачи СТ и изменения массы рабочего тела в цилиндре дизеля примет следующий вид:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dq_{пл}}{d\varphi} = f_{пл} \left(\rho_{ст} \frac{dh_{пл}}{d\varphi} - h_{пл} \frac{d\rho_{ст}}{d\varphi} \right). \quad (6)$$

Уравнение сохранения энергии переменной массы на основании первого закона термодинамики в дифференциальной форме после начала впрыска СТ по углу ПКВ дизеля имеет следующий вид:

$$\frac{dQ_{под}}{d\varphi} + H \frac{dm}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} + \frac{dL}{d\varphi} + \frac{dQ_w}{d\varphi}, \quad (7)$$

где $\frac{dQ_{под}}{d\varphi}$ – угловая скорость подвода теплоты к рабочему телу, Дж/град; H – удельная энтальпия рабочего

тела в цилиндре, Дж/кг; $\frac{dU}{d\varphi}$ – угловая скорость изменения внутренней энергии рабочего тела, Дж/град;

$\frac{dL}{d\varphi}$ – угловая скорость изменения механической работы, совершаемой рабочим телом, Дж/град; $\frac{dQ_w}{d\varphi}$ – угло-

вая скорость теплоотдачи в стенку цилиндра, Дж/град.

Угловая скорость подвода теплоты к рабочему телу состоит из разности угловых скоростей двух тепловыделений:

$$\frac{dQ_{под}}{d\varphi} = \frac{dQ_{хим}}{d\varphi} - \frac{dQ_{физ}}{d\varphi}, \quad (8)$$

где $\frac{dQ_{хим}}{d\varphi}$ – угловая скорость тепловыделения за счёт химического реагирования, Дж/град; $\frac{dQ_{физ}}{d\varphi}$ – угловая

скорость нагрева, впрыскиваемого СТ до начала кипения, Дж/град.

Угловая скорость тепловыделения за счёт химического реагирования, определяется согласно:

$$\frac{dQ_{\text{хим}}}{d\varphi} = K_x H_u \frac{dm_{\text{исп}}}{d\varphi} e^{-\frac{E_{\text{эф}}}{RT}}, \quad (9)$$

где K_x – пред экспоненциальный множитель скорости реакции; H_u – низшая расчётная теплота сгорания СТ,

Дж/кг; $\frac{dm_{\text{исп}}}{d\varphi}$ – угловая скорость испарения СТ, кг/град;

$E_{\text{эф}}$ – эффективная молярная энергия активации химической реакции начала сгорания СТ, Дж/моль; R – универсальная газовая постоянная, Дж/(моль·К); T – текущая температура рабочего тела в цилиндре, К.

Вычислим наименьшую расчётную теплоту сгорания СТ:

$$H_u = 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) \quad (10)$$

где C , H , O , S – массовые доли углерода, водорода, кислорода и серы, соответственно в 1 кг СТ, кг; W – количество водяных паров в продуктах сгорания, кг.

Угловая скорость испарения СТ, определяется уравнением:

$$\frac{dm_{\text{исп}}}{d\varphi} = \frac{1}{L} \frac{dQ_{\text{исп}}}{d\varphi}, \quad (11)$$

где $\frac{dQ_{\text{исп}}}{d\varphi}$ – угловая скорость подвода теплоты, необ-

ходимой для испарения впрыскиваемого СТ, Дж/град; L – удельная теплота парообразования СТ, Дж/кг.

За счёт химической реакции окисления СТ происходит выделение теплоты и увеличение температуры заряда. Момент начала впрыска СТ в камеру сгорания дизеля совпадает с началом периода задержки воспламенения, а момент превышения температуры свежего заряда в результате начала выделения теплоты над температурой свежего заряда, которую бы достиг заряд в результате адиабатного сжатия без впрыска СТ.

Тогда выражение (8) с учётом (9), (10), (15), (14) и (6) можно записать в форме:

$$\begin{aligned} \frac{dQ_{\text{под}}}{d\varphi} = c_v q_{\text{ц}} (T_{\text{исп}} - T_{\text{нв}}) f_{\text{пл}} \left(\rho_{\text{ст}} \frac{dh_{\text{пл}}}{d\varphi} - h_{\text{пл}} \frac{d\rho_{\text{ст}}}{d\varphi} \right) \times \\ \times \left[K_x (33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W)) \frac{1}{L} e^{-\frac{E_{\text{эф}}}{RT}} - 1 \right]. \end{aligned} \quad (16)$$

Этот момент и есть конец периода задержки воспламенения, т.е. при $T = T_{\text{ст}}$, где T – текущая температура заряда в камере сгорания, К; $T_{\text{ст}}$ – температура начала сгорания, К.

Угловая скорость нагрева, впрыскиваемого СТ до начала кипения, выражается согласно:

$$\frac{dQ_{\text{физ}}}{d\varphi} = Q_{\text{впр}} \frac{dq_{\text{ц}}}{d\varphi}, \quad (12)$$

где $Q_{\text{впр}}$ – удельное количество теплоты, необходимое для нагрева 1 кг СТ до начала испарения, Дж/кг.

Удельное количество теплоты, необходимое для нагрева 1 кг СТ до начала испарения, можно найти из соотношения:

$$Q_{\text{впр}} = c_v q_{\text{ц}} (T_{\text{исп}} - T_{\text{нв}}), \quad (13)$$

где c_v – удельная массовая теплоёмкость СТ при постоянном объёме, Дж/(кг·К); $q_{\text{ц}}$ – массовая цикловая подача СТ, кг/цикл; $T_{\text{нв}}$ – температура СТ впрыскиваемого в камеру сгорания дизеля, К; $T_{\text{исп}}$ – текущая температура кипения СТ, К.

Подставив выражение (13) в (12) получим:

$$\frac{dQ_{\text{физ}}}{d\varphi} = c_v q_{\text{ц}} (T_{\text{исп}} - T_{\text{нв}}) \frac{dq_{\text{ц}}}{d\varphi}. \quad (14)$$

Будем считать, что угловая скорость нагрева впрыскиваемого СТ до начала кипения приблизительно равна угловой скорости подвода теплоты, необходимого для испарения впрыскиваемого СТ, с той лишь разницей что элементарная масса испаренного СТ отстаёт на некоторый угол ПКВ дизеля от элементарной массы на-

гретого до испарения СТ, поэтому $\frac{dQ_{\text{физ}}}{d\varphi} \approx \frac{dQ_{\text{исп}}}{d\varphi}$.

Откуда следует, что выражение (11) примет следующий вид:

$$\frac{dm_{\text{исп}}}{d\varphi} = \frac{1}{L} c_v q_{\text{ц}} (T_{\text{исп}} - T_{\text{нв}}) \frac{dq_{\text{ц}}}{d\varphi}. \quad (15)$$

Удельная энтальпия рабочего тела в цилиндре вычисляется в виде:

$$H = c_p T, \quad (17)$$

где c_p – удельная массовая теплоёмкость рабочего тела в цилиндре дизеля при $p = \text{const}$, Дж/(кг·К)

Угловую скорость внутренней энергии рабочего тела можно представить, как:

$$\frac{dU}{d\varphi} = m \frac{du}{d\varphi} + u \frac{dm}{d\varphi}, \quad (18)$$

где $\frac{du}{d\varphi}$ – угловая скорость изменения удельной внут-

ренней энергии рабочего тела, Дж/град, которую можно определить исходя из условия, что рабочее тело является идеальным газом, т.е.

$$\frac{du}{d\varphi} = C_v \frac{dT}{d\varphi}, \quad (19)$$

где C_v – удельная молярная теплоёмкость рабочего тела при $V = \text{const}$, Дж/(моль·К); dT – изменение температуры рабочего тела, К.

Тогда выражение (18) с учётом (19) и (6) будет иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} \frac{dU}{d\varphi} = & (m_b + m_{ог} + q_{ц}) C_v \frac{dT}{d\varphi} + \\ & + C_v T f_{пл} \left(\rho_{ст} \frac{dh_{пл}}{d\varphi} - h_{пл} \frac{d\rho_{ст}}{d\varphi} \right), \end{aligned} \quad (20)$$

где m_b , $m_{ог}$ – масса свежего заряда и ОГ дизеля, соответственно, кг; $q_{ц}$ – текущая массовая цикловая подача СТ, кг/цикл

Угловую скорость изменения механической работы, выполняемой рабочим телом, определим следующим образом:

$$\frac{dL}{d\varphi} = p \frac{dV}{d\varphi}, \quad (21)$$

Окончательно, выражение для угловой скорости теплоотдачи в стенке цилиндра записывается в форме:

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \frac{7,8\sqrt{pT} \sqrt[3]{\frac{S_n n}{30}} \left(F_n + F_{кc} + 2\pi R_k^2 \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) - k\lambda \sin \varphi \right] \right) (T - T_w)}{6n}. \quad (26)$$

где p – текущее давление в камере сгорания дизеля, Па; $\frac{dV}{d\varphi}$ – угловая скорость изменения объёма рабочего тела, м³/град, определяющаяся зависимостью:

$$\frac{dV}{d\varphi} = 120\pi n R_k \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi - k\lambda \cos \varphi \right), \quad (22)$$

где R_k – радиус кривошипа, м; λ – кинематический показатель; k – величина относительного смещения дезаксиального механизма.

Угловая скорость теплоотдачи в стенку цилиндра вычисляется в соответствии с соотношением:

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \frac{\alpha F (T - T_w)}{6n}, \quad (23)$$

где α – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²·К); F – текущая площадь поверхности теплообмена, м²; T_w – температура стенок камеры сгорания, К.

Коэффициент теплоотдачи определяется зависимостью:

$$\alpha = 7,8\sqrt{pT} \sqrt[3]{\frac{S_n n}{30}}, \quad (24)$$

где p – текущее давление рабочего тела в цилиндре, МПа; S_n – средняя скорость поршня, м/с.

Текущую площадь поверхности теплообмена можно записать в виде:

$$\begin{aligned} F = & F_n + F_{кc} + \\ & + 2\pi R_k^2 \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi) - k\lambda \sin \varphi \right], \end{aligned} \quad (25)$$

где F_n – площадь поверхности днища поршня, м²; $F_{кc}$ – площадь камеры сгорания в головке блока цилиндров, м².

Проведём ряд преобразований с выражением (7), а именно, разделим его на $mc_v T$ и заменим выражение:

$$\frac{pdV}{mc_v T d\phi} = \frac{(K-1)}{V} \frac{dV}{d\phi}, \quad (27)$$

где K – показатель адиабаты.

В результате преобразований уравнение воспламенения можно записать в виде:

$$\left(\frac{dT}{d\phi}\right)_{\text{воспл}} = \frac{1}{mc_v} \left(\frac{dQ_{\text{под}}}{d\phi} - \frac{dQ_{\text{в}}}{d\phi}\right) + T(K-1) \left(\frac{1}{m} \frac{dm}{d\phi} - \frac{1}{V} \frac{dV}{d\phi}\right). \quad (28)$$

Перепишем уравнение (28) для случая отсутствия впрыска СТ, т.е. при постоянной массе рабочего тела $dm = 0$, $m = \text{const}$, и с теплоотдачей от нагретых стенок цилиндра рабочему телу, тогда:

$$\left(\frac{dT}{d\phi}\right)_{\text{сж}} = \frac{1}{mc_v} \frac{dQ_{\text{в}}}{d\phi} - \frac{T(K-1)}{V} \frac{dV}{d\phi}. \quad (29)$$

Началом периода задержки воспламенения (ПЗВ) будет $\phi_{\text{н.ПЗВ}} = 360 - \theta_{\text{д.впр}}$, где $\theta_{\text{д.впр}}$ – действительный угол опережения впрыска СТ до ВМТ, а окончанием ПЗВ:

$$\left(\frac{dT}{d\phi}\right)_{\text{воспл}} - \left(\frac{dT}{d\phi}\right)_{\text{сж}} = \Delta, \text{ где } \Delta > 0. \quad (30)$$

Преобразовав и проинтегрировав выражение (30), получим:

$$\phi_{\text{к.ПЗВ}} = \frac{T_{\text{воспл}} - T_{\text{сж}}}{\Delta}, \quad (31)$$

где $\phi_{\text{к.ПЗВ}}$ – угол ПКВ дизеля, соответствующий началу воспламенения (концу ПЗВ), град; $T_{\text{воспл}}$ – текущая температура рабочего тела в цилиндре дизеля

Таблица 1. Результаты теоретических исследований расчёта прогнозирования ПЗВ

Table 1. Results of theoretical studies of ITD prediction calculation

Состав СТ	Частота вращения коленчатого вала дизеля, л, мин ⁻¹	Нагрузка, p_e , МПа				
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
ДТ-80%+PM-20%	1400	5,9	5,63	5,36	5,09	4,82
	1500	6,06	5,79	5,52	5,25	4,98
	1600	6,23	5,96	5,69	5,42	5,15
	1700	6,40	6,13	5,86	5,59	5,32
	1800	6,57	6,30	6,03	5,76	5,49
ДТ-60%+PM-40%	1400	6,82	6,52	6,22	5,92	5,62
	1500	7,04	6,74	6,44	6,14	5,84
	1600	7,26	6,96	6,66	6,36	6,06
	1700	7,47	7,17	6,87	6,57	6,27
	1800	7,69	7,39	7,09	6,79	6,49
ДТ-80%+Э-20%	1400	10,02	9,50	8,97	8,45	7,92
	1500	10,15	9,63	9,10	8,58	8,05
	1600	10,28	9,76	9,23	8,71	8,18
	1700	10,41	9,89	9,36	8,84	8,31
	1800	10,54	10,02	9,49	8,97	8,44
ДТ-60%+Э-40%	1400	10,98	10,73	10,48	10,23	9,98
	1500	11,16	10,91	10,66	10,41	10,16
	1600	11,34	11,09	10,84	10,59	10,34
	1700	11,52	11,27	11,02	10,77	10,52
	1800	11,70	11,45	11,20	10,95	10,70

(с топливоподачей), К; $T_{сж}$ – текущая температура рабочего тела в цилиндре дизеля (без топливоподачи), К. ПЗВ в этом случае вычисляется согласно:

$$\varphi_{ПЗВ} = \varphi_{к.ПЗВ} - \varphi_{н.ПЗВ}. \quad (32)$$

Окончательно ПЗВ с учётом (31) и (32) будет определяться зависимостью:

$$\varphi_{к.ПЗВ} = \frac{T_{воспл} - T_{сж}}{\left(\frac{dT}{d\varphi}\right)_{воспл} - \left(\frac{dT}{d\varphi}\right)_{сж}} - (360 - \theta_{д.впр}). \quad (33)$$

Выражение (33) является уравнением для определения ПЗВ при работе дизеля на СТ.

В таблице 1 представлены результаты теоретических расчётов прогнозирования ПЗВ в тракторном дизеле марки Д-245.5S2 размерностью 4ЧН 11,0/12,5 при использовании СТ, состоящих из ДТ и рапсового масла (РМ), а также ДТ и этанола (Э) в зависимости от нагрузки (среднего эффективного давления) (p_e) и n .

Анализ полученных расчётных значений (таблице 1) свидетельствует о том, что с увеличением p_e с 0,2 до 1,0 МПа и уменьшением n с 1800 до 1400 мин⁻¹, а также массовой долей РМ и Э в СТ с 40 до 20%, приводит к снижению ПЗВ в дизеле с 7,69 до 4,82 градусов ПКВ и с 11,70 до 7,92 градусов ПКВ, соответственно.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для проведения экспериментальных исследований по определению ПЗВ были проведены стендовые испытания дизеля Д-245.5S2, размерностью 4ЧН 11,0/12,5. Установка для проведения стендовых испытаний состояла из нагрузочного стенда RAPIDO, балансирующей маятниковой машины SAK N670 и установленного на нём вышеназванного дизеля, а также приборной базы для проведения индицирования, состоящей из датчика динамического давления марки PS-01 с пьезокварцевым чувствительным элементом, усилителем сигнала AQ02-001, модульной USB системой сбора данных NI COMPACT DAQ, датчиком отметчика BMT DI6001, ноутбуком с программным обеспечением

Таблица 2. Результаты экспериментальных исследований по определению ПЗВ

Table 2. Results of experimental studies of ITD determination

Состав СТ	Частота вращения коленчатого вала дизеля, n , мин ⁻¹	Нагрузка, p_e , МПа				
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
ДТ-80%+РМ-20%	1400	5,84	5,13	5,16	5,69	4,22
	1500	6,01	5,29	5,12	5,25	4,18
	1600	6,13	5,36	5,19	5,52	5,15
	1700	6,3	6,03	5,16	5,99	5,22
	1800	6,67	6,60	6,33	5,36	5,39
ДТ-60%+РМ-40%	1400	6,92	6,12	6,12	5,82	5,32
	1500	7,14	6,34	6,34	6,44	5,44
	1600	7,16	6,46	6,26	6,36	6,16
	1700	7,37	7,27	6,37	6,27	6,37
	1800	7,59	7,49	7,39	6,19	6,59
ДТ-80%+Э-20%	1400	10,12	9,60	8,17	8,15	7,72
	1500	10,05	9,53	9,19	8,28	8,15
	1600	10,08	9,36	9,53	8,11	8,10
	1700	10,31	9,29	9,36	8,14	8,21
	1800	10,14	10,02	9,19	8,17	8,24
ДТ-60%+Э-40%	1400	10,88	10,43	10,18	10,13	9,28
	1500	11,26	10,51	10,16	10,11	10,66
	1600	11,14	11,01	10,34	10,29	10,64
	1700	11,42	11,17	11,72	10,17	10,82
	1800	11,20	11,35	11,10	10,15	10,90

National instrument. Методика проведения индицирования дизеля соответствовала ГОСТ [8].

Исследования были проведены на следующих составах СТ, состоящих из ДТ-80%+РМ-20% и ДТ-60%+РМ-40%, а также ДТ-80%+Э-20% и ДТ-60%+Э-40% по массе соответственно. Состав СТ для проведения исследований получали путём предварительного смешивания массовых долей составляющих компонентов, после этого производилась заправка топливного бака дизеля.

В результате обработки полученных экспериментальных индикаторных диаграмм, был рассчитан ПЗВ в дизеле путём графического определения разницы между абсциссами углов поворота коленчатого вала, соответствующих началу впрыска топлива и началу отрыва ординаты давления сгорания в цилиндре от ординаты сжатия свежего заряда.

Результаты обработки полученных экспериментальных индикаторных диаграмм по определению ПЗВ представлены в таблице 2.

Анализ полученных экспериментальных данных (таблица 2) показал что с увеличением p_e с 0,2 до 1,0 МПа и уменьшением n с 1800 до 1400 мин⁻¹, а также массовой долей РМ и Э в СТ с 40 до 20%, приводит к снижению ПЗВ в дизеле с 7,59 до 4,22 градусов ПКВ и с 11,20 до 7,72 градусов ПКВ, соответственно.

Сходимость расчётных данных с полученными – экспериментальными, определялась при помощи метода статистической обработки и расчёта ошибок эксперимента и составила 94,04%, что в свою очередь свидетельствует об удовлетворительной сходимости экспериментальных данных с расчётными. Абсолютная ошибка эксперимента не превысила 2,55%, а средняя абсолютная ошибка 2,32%, что свидетельствует об адекватности полученных экспериментальных данных.

ВЫВОДЫ

1. Разработана методика определения прогнозных показателей ПЗВ в дизеле в зависимости от нагрузочного и скоростного режимов работы, а также вида и состава СТ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шабалин Д.В., Кобзарь П.Е., Фомин И.А. Методика определения величины периода задержки воспламенения топлива в условиях камеры сгорания танкового двигателя в-92С2 // Вопросы оборонной техники. Серия 16: Технические средства противодействия терроризму. 2022. № 3–4(165–166). С. 104–109.
2. Петрухин Н.В., Гришин Н.Н., Сергеев С.М. Период задержки воспламенения – характеристическое свойство топлива // Труды 25 ГосНИИ МО РФ. 2016. № 57. С. 110–117.
3. Анисимов И.Ф., Чернобрисов С.Ф., Димогол А.В. Период задержки воспламенения в газодизеле // Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2007. № 6. С. 19–20.

2. Определены расчётные значения количественных зависимостей ПЗВ при работе дизеля на различных видах и составах СТ. Таким образом с увеличением p_e с 0,2 до 1,0 МПа и уменьшением n с 1800 до 1400 мин⁻¹, а также массовой долей РМ и Э в СТ с 40 до 20%, приводит к снижению ПЗВ в дизеле с 7,69 до 4,82 градусов ПКВ и с 11,70 до 7,92 градусов ПКВ, соответственно.
3. Экспериментально установлено, что с увеличением p_e с 0,2 до 1,0 МПа и уменьшением n с 1800 до 1400 мин⁻¹, а также массовой доли РМ и Э в СТ с 40 до 20%, приводит к снижению ПЗВ в дизеле с 7,59 до 4,22 градусов ПКВ и с 11,20 до 7,72 градусов ПКВ, соответственно.
4. В результате проведенных исследований установлено, что, с большей долей вероятности, разработанную методику определения прогнозных показателей ПЗВ в дизеле можно использовать для предварительной оценки для различных видов и составов СТ, так как сходимость полученных экспериментальных данных с расчётными значениями, определенными методом статистической обработки и расчёта ошибок эксперимента составила 94,04%.

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Конфликт интересов. Автор декларирует отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследований.

ADDITIONAL INFORMATION

Competing interests. The author declares no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

Funding source. This study was not supported by any external sources of funding.

4. Вальехо Мальдонадо П.Р., Гусаков С.В., Девянин С.Н. и др. Исследование периода задержки воспламенения биотоплив // Транспорт на альтернативном топливе. 2013. № 1(31). С. 55–61.
5. Кулманакон С.П., Яковлев С.В. Методика расчета и анализ времени задержки воспламенения распыленного топлива в цилиндре дизеля // Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. 2010. № 2. С. 188–194.
6. Бузиков Ш.В. Определение периода задержки воспламенения в дизеле при использовании альтернативных топлив // Общество, наука, инновации (НПК-2016): Сборник статей 2-е издание, исправленное и дополненное, Киров, 18–29 апреля 2016

года. Киров: Вятский государственный университет, 2016. С. 1432–1436.

7. Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007.

8. ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний (с Изменением № 1). Режим доступа: <https://docs.cntd.ru/document/1200010002>

REFERENCES

1. Shabalin DV, Kobzar PE, Fomin IA. Method for determining the value of the fuel ignition delay period in the conditions of the combustion chamber of the V-92S2 tank engine. *Voprosy oboronnoy tekhniki. Ser. 16: Tekhnicheskie sredstva protivodeystviya terrorizmu*. 2022;3–4(165–166):104–109. (in Russ).

2. Petrukhin NV, Grishin NN, Sergeev SM. The ignition delay period is a characteristic property of the fuel. *Trudy 25 GosNII MO RF*. 2016;57:110–117. (in Russ).

3. Anisimov IF, Chernobrisov SF, Dimoglo AV. Ignition delay period in gas-diesel. *Tractors and agricultural machinery*. 2007;6:19–20. (in Russ).

4. Vallejo Maldonado PR, Gusakov SV, Devyanin SN, et al. Study of the ignition delay period of biofuels. *Transport na alternativnom toplive*. 2013;1(31):55–61.

5. Kulmanakov SP, Yakovlev SV. Calculation Method and Analysis of the Ignition Delay Time of Atomized Fuel in a Diesel Cylinder. *Nauchnye problemy transporta Sibiri i Dalnego Vostoka*. 2010;2:188–194. (in Russ).

6. Buzikov ShV. Determination of the ignition delay period in a diesel engine when using alternative fuels. In: *Obshchestvo, nauka, innovatsii (NPK-2016): Sbornik statey 2-e izdanie, ispravlennoe i dopolnennoe*, Kirov, April 18–29, 2016 Kirov: Vyatka State University; 2016:1432–1436. (in Russ).

7. *Injection and atomization of fuel in diesel engines*. Moscow: Izd-vo MGТУ im. N.E. Baumana; 2007. (in Russ).

8. ГОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний (с Изменением № 1). Available from: <https://docs.cntd.ru/document/1200010002> (in Russ).

ОБ АВТОРЕ

Бузиков Шамиль Викторович, к.т.н.;

доцент кафедры строительного производства;

адрес: Россия, 610000, Киров, ул. Московская, д. 36;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3769-3253>;

eLibrary SPIN: 3833-2048;

e-mail: shamilvb@mail.ru

AUTHOR'S INFO

Shamil V. Buzikov, Cand. Sci. (Tech.);

Associate Professor at the Construction Engineering Department;

address: 36 Moskovskaya street, 610000 Kirov, Russia;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3769-3253>;

eLibrary SPIN: 3833-2048;

e-mail: shamilvb@mail.ru