

ОБОСНОВАНИЕ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ В АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЯХ

К.Т.Н. Бузиков Ш.В., д.т.н. Плотников С.А.
Вятский государственный университет, Киров, Россия
shamilvb@mail.ru

Предметом исследования является определение параметров рабочего цикла тракторного дизеля при его работе на смесевом топливе, состоящем из дизельного топлива и рапсового масла. Основная цель настоящей работы состоит в определении эффективности применения альтернативных топлив в автотракторных дизелях. Для определения зависимостей параметров рабочего цикла проведены теоретические и экспериментальные исследования тракторного дизеля на следующих составах смесевое топлива с содержанием рапсового масла 20 %, 55 % и 80 %, а также чистом дизельном топливе. В результате проведенных исследований получены: номограмма для определения величины снижения отношения индикаторного КПД к коэффициенту избытка воздуха, зависимости отношения индикаторного КПД к коэффициенту избытка воздуха от коэффициента избытка воздуха на разных составах смесевое топлива, частотах вращения коленчатого вала дизеля, нагрузки при 1800 мин⁻¹ и 1400 мин⁻¹. Экспериментально установлено, что увеличение доли рапсового масла в смесевом топливе с 0 до 80 %, частоты вращения с 1400 до 2000 мин⁻¹ и коэффициента избытка воздуха с 1,18...1,22 до 4,32...5,61 приводило к снижению индикаторного КПД с 0,46 до 0,35, а отношение снижалось с 0,30 до 0,08, увеличение нагрузки от 0,2 до 1,2 МПа при 1800 мин⁻¹ и 1400 мин⁻¹, а коэффициента избытка воздуха от 1,17...1,68 до 3,53...3,60 приводило к снижению индикаторного КПД с 0,44...0,40 до 0,28...0,22, а отношение с 0,34...0,25 до 0,10...0,09, соответственно. Теоретически рассчитано снижение отношения на 4,5 % при работе дизеля на смесевом топливе, с содержанием 80 % рапсового масла по сравнению с чистым дизельным топливом и экспериментально подтверждено это снижение на 4,1 %. Сходимость расчетного значения величины снижения отношения с экспериментальными данными составила 91,11 %. В связи с этим, известное утверждение о равенстве ввода теплоты с топливом требует уточнения.

Ключевые слова: рапсовое масло, смесевое топливо, рабочий цикл, показатели рабочего цикла.

Для цитирования: Бузиков Ш.В., Плотников С.А. Обоснование методов определения эффективности применения альтернативных топлив в автотракторных дизелях // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 4 (50). С. 2–8. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-2-8

Введение

На данный момент значительно увеличилось применение смесевое топлива (СТ) в тракторных дизелях. В свою очередь, основными компонентами СТ являются традиционное дизельное топливо (ДТ) и жидкие альтернативные топлива, например, растительные масла. В качестве растительных масел в основном применяют соевое, сурепное, редьковое, рыжиковое, льняное, горчичное, сафлоровое, соевое и другие [1].

Работа дизеля на СТ по сравнению с другими способами подачи альтернативных топлив обладает рядом преимуществ – таких, как отсутствие необходимости внесения конструктивных изменений в систему питания и значительных изменений исходных регулировок

по цикловой подаче, углу опережения впрыскивания топлива и др. Это объясняется тем, что подбором состава СТ можно обеспечить свойства суммарного топлива, близкие к свойствам нефтяного ДТ [2].

В исследованиях [3–6], проведенных ранее, были определены зависимости параметров рабочего цикла дизеля от доли содержания растительного компонента в СТ без изменения исходных регулировок системы питания, а следовательно, без соблюдения закона ввода теплоты в цилиндры дизеля.

Таким образом, в данных исследованиях было установлено снижение индикаторного и эффективного КПД дизеля, а также среднего эффективного давления, увеличение индикаторного и эффективного удельного расходов

топлива, снижение эффективной и индикаторной мощности и крутящего момента, увеличение часового расхода топлива, а также изменение плотности заряда на впуске, коэффициента наполнения цилиндров дизеля, часового расхода воздуха и температуры отработавших газов.

Однако, определение параметров рабочего цикла тракторного дизеля при его работе на СТ с соблюдением закона ввода теплоты, основывающееся на изменении исходных регулировок системы питания, представляет научный интерес.

В связи с этим целью настоящей работы является определение эффективности применения жидких альтернативных топлив в автотракторных дизелях. Научная новизна заключается в определении количественных показателей параметров рабочего цикла дизеля в зависимости от состава СТ. Для достижения поставленной цели необходимо было решить несколько задач. Во-первых, выявить взаимосвязь между параметрами рабочего цикла дизеля. Во-вторых, определить количественные зависимости между составом СТ и параметрами рабочего цикла дизеля. В-третьих, экспериментально подтвердить полученные зависимости.

Методы исследования

Согласно действующему ГОСТ [7] при переводе дизеля с одного вида топлива на другой необходимо, чтобы зависимости номинальной мощности и крутящего момента от частоты вращения коленчатого вала n и нагрузки p_e соответствовали работе дизеля на товарном ДТ: $N_e^{ДТ} = N_e^{СТ}$ и $M_{кр}^{ДТ} = M_{кр}^{СТ}$, соответственно.

Следовательно, выражения для определения N_e и $M_{кр}$ при работе дизеля как на СТ, так и на товарном ДТ выглядят следующим образом:

$$N_e^{ДТ} = N_e^{СТ} = p_e \cdot n \cdot \left(\frac{V_d}{30 \cdot \tau} \right), \quad (1)$$

$$M_{кр}^{ДТ} = M_{кр}^{СТ} = p_e \cdot \left(\frac{3 \cdot 10^4}{\pi} \cdot \frac{V_d}{30 \cdot \tau} \right), \quad (2)$$

где p_e – среднее эффективное давление, МПа; V_d – литраж дизеля, л; n – частота вращения коленчатого вала дизеля, мин⁻¹; τ – тактность дизеля.

Анализ выражений (1) и (2) с учетом требований [7] свидетельствует о том, что, применяя СТ в дизеле, необходимо, чтобы значение p_e на разных n соответствовало значениям

при работе дизеля на товарном ДТ: $p_e^{ДТ} = p_e^{СТ}$. Таким образом удастся добиться соблюдения нагрузочного и скоростного режимов работы дизеля, установленных заводом-изготовителем. Такие показатели, как V_d и τ , зависят от конструктивно-технологических параметров рассматриваемого дизеля и не зависят от моторных свойств применяемого топлива, а n является величиной задаваемой.

Таким образом, p_e при работе дизеля как на ДТ, так и на СТ определится согласно выражения:

$$p_e^{ДТ} = p_e^{СТ} = p_i^{ДТ} - p_{мп} = p_i^{СТ} - p_{мп}, \quad (3)$$

где p_i – среднее индикаторное давление, МПа; $p_{мп}$ – среднее давление механических потерь, МПа.

Зависимость среднего давления механических потерь напрямую связана со скоростным режимом дизеля и не зависит от рода применяемого топлива [8, 9].

Анализ выражения (3) показал, что для соблюдения нагрузочного и скоростного режимов работы дизеля, установленных заводом-изготовителем, необходимо, чтобы $p_i^{ДТ} = p_i^{СТ}$.

В свою очередь, выражение для определения среднего индикаторного давления:

$$p_i^{ДТ} = p_i^{СТ} = \frac{\eta_i^{ДТ} \cdot H_u^{ДТ} \cdot \rho_k^{ДТ} \cdot \eta_v^{ДТ}}{l_0^{ДТ} \cdot \alpha^{ДТ}} = \frac{\eta_i^{СТ} \cdot H_u^{СТ} \cdot \rho_k^{СТ} \cdot \eta_v^{СТ}}{l_0^{СТ} \cdot \alpha^{СТ}}, \quad (4)$$

где $\eta_i^{ДТ}, \eta_i^{СТ}$ – индикаторный КПД дизеля при его работе на ДТ и СТ; $H_u^{ДТ}, H_u^{СТ}$ – низшая расчетная удельная теплота сгорания ДТ и СТ, МДж/кг; $\rho_k^{ДТ}, \rho_k^{СТ}$ – плотность воздуха во впускном коллекторе дизеля при его работе на ДТ и СТ, кг/м³; $\eta_v^{ДТ}, \eta_v^{СТ}$ – коэффициент наполнения цилиндров дизеля; $l_0^{ДТ}, l_0^{СТ}$ – теоретически необходимое количество воздуха для полного сгорания 1 кг ДТ и СТ, кг возд./кг топл.; $\alpha^{ДТ}, \alpha^{СТ}$ – коэффициент избытка воздуха при работе дизеля на ДТ и СТ.

После преобразования выражения (4) получим соответствующие зависимости:

$$\frac{p_i^{ДТ}}{p_i^{СТ}} = \frac{\eta_i^{ДТ} \cdot H_u^{ДТ} \cdot \rho_k^{ДТ} \cdot \eta_v^{ДТ} \cdot l_0^{СТ} \cdot \alpha^{СТ}}{\eta_i^{СТ} \cdot H_u^{СТ} \cdot \rho_k^{СТ} \cdot \eta_v^{СТ} \cdot l_0^{ДТ} \cdot \alpha^{ДТ}}. \quad (5)$$

Уравнение (5) свидетельствует о том, что, применяя СТ, необходимо, чтобы количество теплоты, вносимой с топливом в дизель, а также степень ее использования в действи-

тельном цикле для получения полезной работы соответствовали показателям работы дизеля на товарном ДТ [10–15]. Достичь этого можно увеличением цикловой подачи СТ при условии, что площади индикаторных диаграмм будут равны как при работе дизеля на ДТ, так и на СТ [14, 15]. Для этого требуется перерегулировка топливной аппаратуры и изменение угла впрыска топлива [13–15]. Необходимый коэффициент увеличения цикловой подачи СТ найдется:

$$\Delta q_{ц}^{СТ} = \frac{H_u^{ДТ}}{H_u^{СТ}} \cdot \quad (6)$$

Выражение (6) показывает, во сколько раз изменится цикловая подача СТ по отношению к подаче чистого ДТ при соблюдении равенства поданного количества теплоты в цилиндр дизеля. Отсюда следует, что, с увеличением цикловой подачи изменится и количество воздуха, участвующего в сгорании топлива, а следовательно, и степень использования в действительном цикле теплоты поданного СТ для получения полезной работы.

В связи с вышесказанным, после преобразований выражения (5), получим:

$$\frac{\eta_i^{ДТ}}{\alpha^{ДТ}} = \left(\frac{H_u^{СТ}}{H_u^{ДТ}} \cdot \frac{l_0^{ДТ}}{l_0^{СТ}} \cdot \frac{\rho_k^{СТ}}{\rho_k^{ДТ}} \cdot \frac{\eta_v^{СТ}}{\eta_v^{ДТ}} \cdot \frac{p_i^{ДТ}}{p_i^{СТ}} \right) \frac{\eta_i^{СТ}}{\alpha^{СТ}} \quad (7)$$

С учетом выражений (5), (6) окончательно получим:

$$\frac{\eta_i^{ДТ}}{\alpha^{ДТ}} = \left(\frac{H_u^{СТ}}{H_u^{ДТ}} \cdot \frac{l_0^{ДТ}}{l_0^{СТ}} \right) \frac{\eta_i^{СТ}}{\alpha^{СТ}} \quad (8)$$

Анализ выражения (8) показал, что $\frac{\eta_i^{ДТ}}{\alpha^{ДТ}}$

для ДТ выше, чем для СТ, на соответствующую величину. Для разных составов и компонентов СТ можно определить зависимости, представленные на рис. 1 в виде номограммы. H_u и l_0 для ДТ и СТ определяли согласно выражениям и формулам в исследованиях, проведенных ранее [14, 15].

При использовании представленной номограммы (рис. 1) можно определить степень изменения $\frac{\eta_i^{СТ}}{\alpha^{СТ}}$ в зависимости от $\frac{\eta_i^{ДТ}}{\alpha^{ДТ}}$

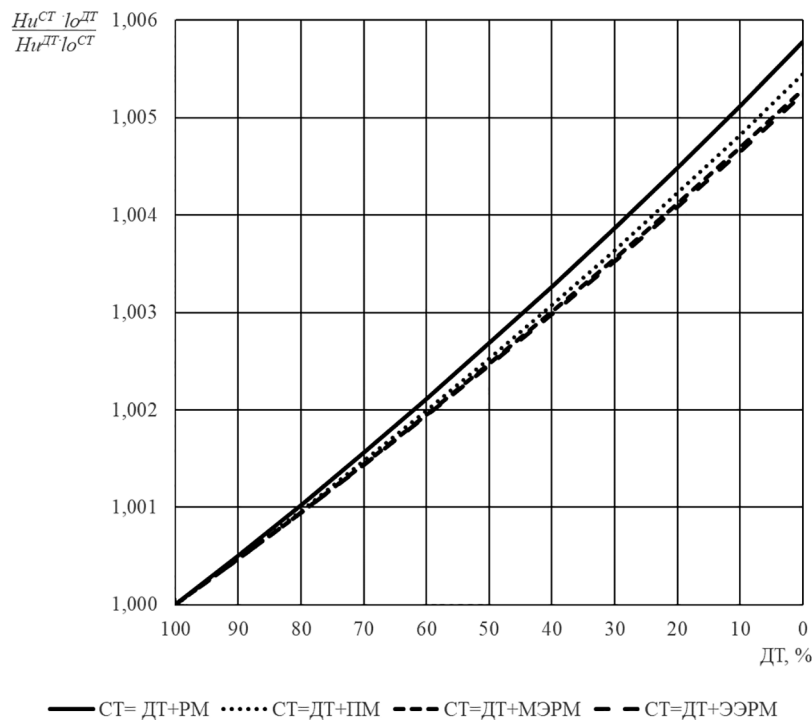


Рис. 1. Номограмма определения $\frac{H_u^{СТ}}{H_u^{ДТ}} \cdot \frac{l_0^{ДТ}}{l_0^{СТ}}$ от количества ДТ в СТ для разного компонентного состава:

PM – рапсовое масло; ПМ – подсолнечное масло; МЭРМ – метиловый эфир рапсового масла; ЭЭРМ – этиловый эфир рапсового масла

Fig. 1. Definition nomogram of $\frac{H_u^{СТ}}{H_u^{ДТ}} \cdot \frac{l_0^{ДТ}}{l_0^{СТ}}$ on the amount of diesel fuel in MF for different component composition: RO – rapeseed oil; SO – sunflower oil; MERO – rapeseed oil methyl ester; EERO – rapeseed oil ethyl ester

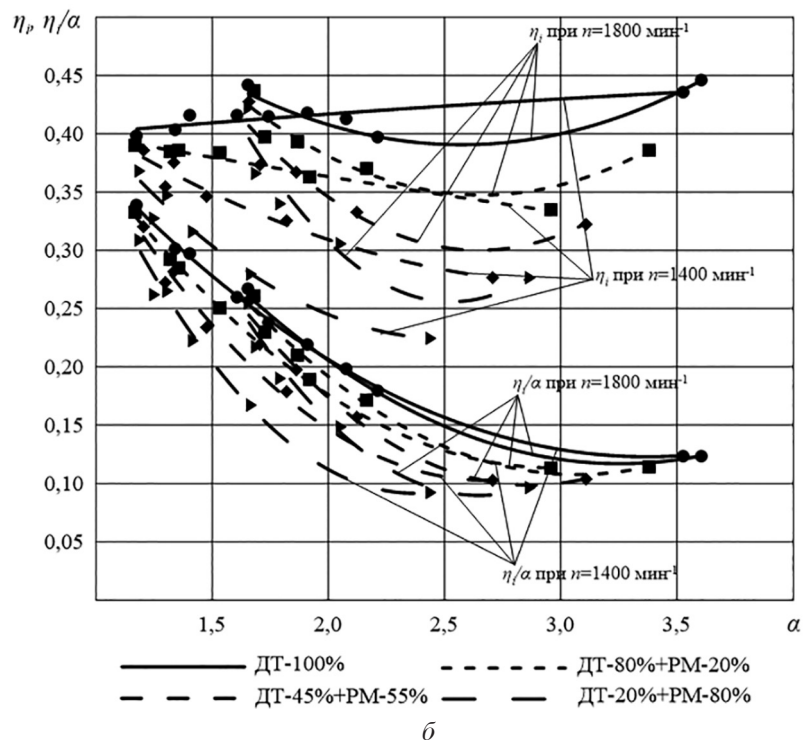
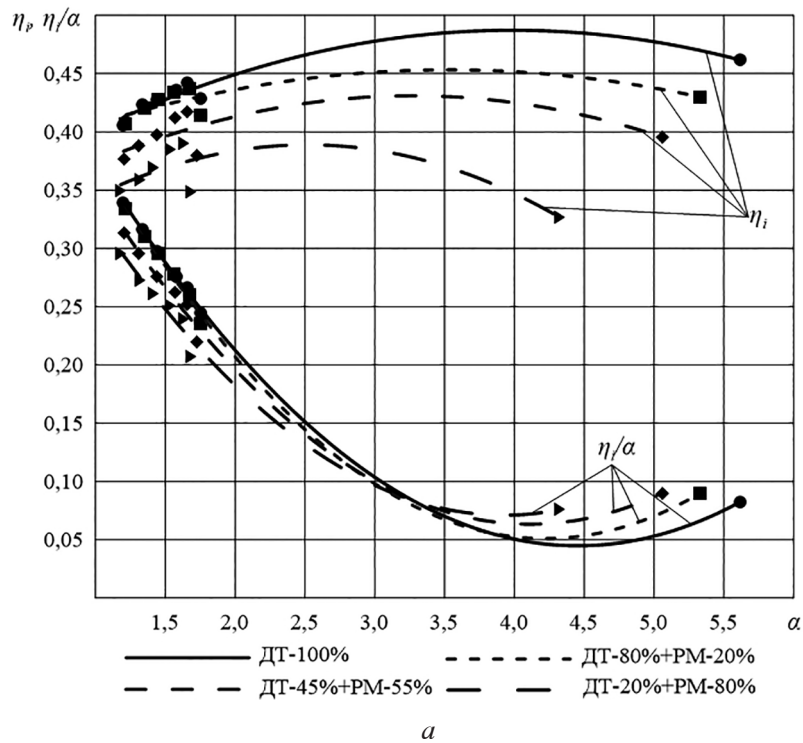


Рис. 2. Зависимости индикаторного КПД η_i и отношения индикаторного КПД

к коэффициенту избытка воздуха α $\frac{\eta_i}{\alpha}$:

а – от частоты вращения коленчатого вала n ; б – от нагрузки p_e при частотах вращения коленчатого вала $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$

Fig. 2. Dependences of the indicator efficiency and the ratio of the indicator efficiency to the excess air ratio

$\alpha \frac{\eta_i}{\alpha}$: а – from the crankshaft speed n ; б – from load p_e at crankshaft speeds $n = 1800 \text{ min}^{-1}$ and $n = 1400 \text{ min}^{-1}$

для любого дизеля при работе на любом СТ, имеющем различный компонентный состав. Так, на рис. 1 видно, что с уменьшением доли ДТ в СТ наблюдается уменьшение значения $\frac{\eta_i^{CT}}{\alpha^{CT}}$ по сравнению с $\frac{\eta_i^{DT}}{\alpha^{DT}}$, и на чистом РМ достигает 5,7 %. Данное обстоятельство свидетельствует о том, что, если соблюдать закон ввода теплоты в цилиндры дизеля, представленный зависимостями (7) и (8), то не удастся добиться величины индикаторных показателей работы дизеля, аналогичных работе на чистом ДТ.

Результаты исследования

В ранее проведенных стендовых испытаниях тракторного дизеля Д-245.5С, размерностью 4ЧН 11,0/12,5 [14, 15], согласно ГОСТ [7], были получены внешняя скоростная и две нагрузочные характеристики при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$ и $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, соответствующие номинальной мощности и максимальному крутящему моменту на следующих составах СТ: ДТ-80%+РМ-20%, ДТ-45%+РМ-55%, ДТ-20%+РМ-80%, а также на чистом ДТ. В результате были определены эффективные показатели указанного дизеля в зависимости от n и p_e . При проведении испытаний была произведена перерегулировка ТНВД путем изменения активного хода плунжера с целью увеличения $q_{ц}^{CT}$ для компенсации снижения количества теплоты, вносимой с СТ в дизель, на величину, равную $\Delta q_{ц}^{CT}$ [13–16]. При обработке экспериментальных данных абсолютная погрешность измерений, определенная согласно [7], составила 2 %, что, в свою очередь, свидетельствует о достоверности полученных показателей [13–15].

После обработки полученных характеристик тракторного дизеля Д-245.5С были определены зависимости η_i и $\frac{\eta_i}{\alpha}$ от α , которые представлены на рис. 2.

Анализ полученных зависимостей (рис. 2, а) позволяет сделать вывод о том, что рост доли РМ в СТ с 0 до 80 %, n с 1400 до 2000 мин^{-1} и α с 1,18...1,22 до 4,32...5,61 приводит к снижению η_i с 0,46 до 0,35, а $\frac{\eta_i}{\alpha}$ с 0,30 до 0,08. Зависимости, представленные на рис. 2, б, показали, что увеличение доли РМ в СТ с 0 % до 80 %, p_e от 0,2 МПа до 1,2 МПа, при $n =$

1800 мин^{-1} и $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$ и α от 1,17...1,68 до 3,53...3,60 приводило к снижению η_i с 0,44...0,40 % до 0,28...0,22 %, а $\frac{\eta_i}{\alpha}$ с 0,34...0,25 до 0,10...0,09.

Экспериментально полученное среднее значение снижения $\frac{\eta_i}{\alpha}$ при работе дизеля на СТ, состоящего из 20 % ДТ и 80 % РМ, по сравнению с чистым ДТ, составило 4,1 %. Теоретически

полученное снижение $\frac{\eta_i}{\alpha}$ по номограмме (рис. 1) при работе на той же смеси составило 4,5 %.

Сопоставление теоретически полученного расчетного значения величины снижения $\frac{\eta_i}{\alpha}$ с экспериментальными данными дали хорошую степень сходимости в 91,11 %.

Выводы

1. В ходе проведенных исследований была получена номограмма для определения величины снижения отношения индикаторного КПД к коэффициенту избытка воздуха $\frac{\eta_i}{\alpha}$ в зависимости от количества ДТ в СТ для различного компонентного состава.

2. Экспериментально установлено, что увеличение доли РМ в СТ с 0 до 80 %, n с 1400 до 2000 мин^{-1} и α с 1,18...1,22 до 4,32...5,61 приводит к снижению η_i с 0,46 до 0,35 %, а $\frac{\eta_i}{\alpha}$ с 0,30 до 0,08, а увеличение p_e от 0,2 МПа до 1,2 МПа, при $n = 1800 \text{ мин}^{-1}$, и $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, а α от 1,17...1,68 до 3,53...3,60 приводит к снижению η_i с 0,44...0,40 % до 0,28...0,22 %, а $\frac{\eta_i}{\alpha}$ с 0,34...0,25 до 0,10...0,09, соответственно.

3. Теоретически рассчитано снижение отношения $\frac{\eta_i}{\alpha}$ на 4,5 % при работе дизеля на СТ, состоящем из 20 % ДТ и 80 % РМ по сравнению с чистым ДТ, и экспериментально подтверждено это снижение на 4,1 %. Сходимость расчетного значения величины снижения отношения $\frac{\eta_i}{\alpha}$ с экспериментальными данными составила 91,11 %. Таким образом, расчетная номограмма и полученные экспериментальные данные дизеля Д-245.5С2 при его работе на различных режимах и составах СТ дают понять, что известное утверждение о том, что для достижения показателей работы, соответствующих по-

казателям работы на товарном ДТ, достаточно обеспечить только равенство ввода теплоты требует уточнения, так как $\frac{\eta_i^{ДТ}}{\alpha^{ДТ}} \neq \frac{\eta_i^{СТ}}{\alpha^{СТ}}$.

Литература

1. Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Гайдар С.М. Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания. М.: НИЦ «Инженер», 2016. 292 с.
2. Марков В.А., Чайнов Н.Д., Лобода С.С. Физико-химические свойства нефтяных моторных топлив с добавками растительных масел и их влияние на показатели дизеля // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2018. № 5 (122).
3. Сидоров Е.А., Уханов А.П. Экспериментальная оценка влияния сурепно-минерального топлива на показатели рабочего процесса дизеля // Нива Поволжья. 2012. № 4.
4. Сидоров Е.А., Уханов А.П. Особенности работы дизеля на сурепно-минеральном топливе в режиме холостого хода // Нива Поволжья. 2013. № 3 (28).
5. Денежко Л.В., Новопащин Л.А., Асанбеков К.А. Исследование рапсовых смесей различного состава в тракторном дизеле // АВУ. 2015. № 1 (131).
6. Новопащин Л.А., Асанбеков К.А., Денежко Л.В., Садов А.А. Исследование показателей работы тракторного дизеля при использовании минерально-сафлоровых смесей // АВУ. 2017. № 1 (155).
7. ГОСТ 18509–88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний (с Изменением № 1)
8. Иванов В.В., Шабалин Д.В. Математическая модель для определения относительного изменения механических потерь при изменении теплового состояния двигателя // Вопросы оборонной техники. Серия 16: Технические средства противодействия терроризму. 2020. № 9–10. С. 47–53.
9. Парсаданов И.В., Белик С.Ю. Многофакторный анализ механических потерь в быстроходном дизеле с газотурбинным наддувом // Двигатели внутреннего сгорания. 2008. № 1.
10. Стефановский А.Б. Особенности расчета коэффициентов наполнения и остаточных газов при анализе рабочего цикла дизеля с наддувом и продувкой // Ползуновский вестник. 2017. № 3. С. 17–21.
11. Денежко Л.В., Новопащин Л.А., Кочетков П.В. Исследование применения смесевых топлив различного состава в автотракторных дизелях // ФЫЛЫМИ ХАБАРШЫСЫ ВЕСТНИК НАУКИ. 2015. С. 74.
12. Салмин В.В., Долгова Л.А. Повышение точности и достоверности расчета основных параметров действительных процессов ДВС // Аллея науки. 2018. Т. 5. №. 6. С. 886–892.
13. Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Козлов И.С. Исследование работоспособности дизельной форсунки на смесевых топливах с недостаточными низкотемпературными свойствами // Тракторы и сельхозмашины. 2020. № 1. С. 10–16.
14. Бузиков Ш.В., Плотников С.А., Козлов И.С. Оптимизация добавки рапсового масла в смесевом топливе, применяемом в тракторных дизелях // Вестник транспорта Поволжья. 2020. № 5 (83). С. 72–77.
15. Бузиков Ш.В., Плотников С.А., Козлов И.С. Оптимизация состава смесевое топлива для применения в тракторных дизелях // Труды НАМИ. 2021. № 1 (284). С. 16–24.
DOI: 10.51187/0135-3152-2021-1-16-24
16. Бузиков Ш.В., Плотников С.А., Козлов И.С. Определение предельной концентрации рапсового масла в смесевом топливе, применяемом в дизеле // Вестник транспорта Поволжья. 2021. № 1 (85). С. 72–79.

References

1. Markov V.A., Devyanin S.N., Zikov S.A., Gaydar S.M. Biotopliva dlya dvigateley vnutrennego sgoraniya [Biofuels for internal combustion engines]. Moscow: NITS «InzheneR» Publ., 2016. 292 p.
2. Markov V.A., Chaynov N.D., Loboda S.S. Physicochemical properties of petroleum motor fuels with vegetable oil additives and their effect on diesel performance. Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Ser. Mashinostroyeniye. 2018. No 5 (122) (in Russ.).
3. Sidorov Ye.A., Ukhanov A.P. Experimental assessment of the influence of rape-mineral fuel on the performance of a diesel engine. Niva Povolzh'ya. 2012. No 4 (in Russ.).
4. Sidorov Ye.A., Ukhanov A.P. Investigation of rapeseed mixtures of various compositions in a tractor diesel engine. Niva Povolzh'ya. 2013. No 3 (28) (in Russ.).
5. Denezhko L.V., Novopashin L.A., Asanbekov K.A. Investigation of rapeseed mixtures of various compositions in a tractor diesel engine. AVU. 2015. No 1 (131) (in Russ.).
6. Novopashin L.A., Asanbekov K.A., Denezhko L.V., Sadv A.A. Study of the performance indicators of a tractor diesel engine when using mineral-safflower mixtures. AVU. 2017. No 1 (155) (in Russ.).
7. GOST 18509–88. Tractor and combine diesel engines. Bench test methods (with Amendment No 1)

8. Ivanov V.V., Shabalin D.V. Mathematical model for determining the relative change in mechanical losses with a change in the thermal state of the engine. *Voprosy oboronnoy tekhniki. Seriya 16: Tekhnicheskiye sredstva protivodeystviya terrorizmu*. 2020. No 9–10, pp. 47–53 (in Russ.).
9. Parsadanov I.V., Belik S.Yu. Multivariate analysis of mechanical losses in a high-speed gas turbine diesel engine. *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*. 2008. No 1 (in Russ.).
10. Stefanovskiy A.B. Peculiarities of calculating the filling factors and residual gases when analyzing the working cycle of a diesel engine with supercharging and purging. *Polzunovskiy vestnik*. 2017. No 3, pp. 17–21 (in Russ.).
11. Denezhko L.V., Novopashin L.A., Kochetkov P.V. Investigation of the use of mixed fuels of various compositions in automotive diesel engines. *FYLYMI KHABARSHYSY VESTNIK NAUKI*. 2015, pp. 74 (in Russ.).
12. Salmin V.V., Dolgova L.A. Improving the accuracy and reliability of calculating the main parameters of the actual processes of the internal combustion engine. *Alleya nauki*. 2018. Vol. 5. No. 6, pp. 886–892 (in Russ.).
13. Plotnikov S.A., Buzikov Sh.V., Kozlov I.S. Investigation of the performance of a diesel injector running on mixed fuels with insufficient low-temperature properties. *Traktory i sel'khoz mashiny*. 2020. No 1, pp. 10–16 (in Russ.).
14. Buzikov Sh.V., Plotnikov S.A., Kozlov I.S. Optimization of rapeseed oil addition in mixed fuel used in tractor diesel engines. *Vestnik transporta Povolzh'ya*. 2020. No 5 (83), pp. 72–77 (in Russ.).
15. Buzikov Sh.V., Plotnikov S.A., Kozlov I.S. Optimization of the compound fuel composition for use in tractor diesel engines. *Trudy NAMI*. 2021. No 1 (284), pp. 16–24 (in Russ.). DOI: 10.51187/0135-3152-2021-1-16-24
16. Buzikov Sh.V., Plotnikov S.A., Kozlov I.S. Determination of the limiting concentration of rapeseed oil in mixed fuel used in diesel. *Vestnik transporta Povolzh'ya*. 2021. No 1 (85), pp. 72–79 (in Russ.).

SUBSTANTIATION OF METHODS FOR DETERMINATION OF THE EFFECTIVENESS OF THE USE OF ALTERNATIVE FUELS IN AUTOMOTIVE DIESEL ENGINES

PhD in Engineering **SH.V. Buzikov**, DSc in Engineering **S.A. Plotnikov**
Vyatka State University, Kirov, Russia
shamilvb@mail.ru

The subject of the research is to determine the parameters of the operating cycle of a tractor diesel engine when it is running on a mixed fuel, consisting of diesel fuel and rapeseed oil. The main goal of this work is to determine the efficiency of using alternative fuels in automotive diesel engines. In order to determine the dependences of the parameters of the operating cycle, the theoretical and experimental studies of a tractor diesel engine were carried out on the following compositions of mixed fuel: with a rapeseed oil content of 20 %, 55 % and 80 %, as well as pure diesel fuel. As a result of the research, the following was obtained: a nomogram for determining the value of the decrease in the ratio of the indicator efficiency to the excess air ratio, the dependence of the ratio of the indicator efficiency to the excess air ratio on the excess air ratio for different compositions of mixed fuel, diesel engine crankshaft rotational speed, load at 1800 min⁻¹ and 1400 min⁻¹. It was experimentally established that an increase in the proportion of rapeseed oil in mixed fuel from 0 to 80 %, the speed from 1400 to 2000 min⁻¹ and the excess air ratio from 1,18 ... 1,22 to 4,32 ... 5,61 led to a decrease in the indicator efficiency from 0,46 to 0,35, and the ratio decreased from 0,30 to 0,08, an increase in the load from 0.2 to 1.2 MPa, at 1800 min⁻¹, and 1400 min⁻¹, and the excess air ratio from 1.17 ... 1.68 to 3.53 ... 3.60 led to a decrease in the indicator efficiency from 0,44 ... 0,40 to 0,28 ... 0,22, and the ratio from 0,34 ... 0,25 to 0,10... 0,09, respectively. A 4,5 % reduction in the ratio is theoretically calculated when the diesel engine runs on a mixed fuel containing 80 % rapeseed oil as compared to pure diesel fuel, and this reduction by 4,1 % has been experimentally confirmed. The convergence of the calculated value of the decrease in the ratio with the experimental data was 91,11 %. In this regard, the well-known statement about the equality of the input of heat with fuel requires clarification.

Keywords: rapeseed oil, mixed fuel, duty cycle, duty cycle indicators.

Cite as: Buzikov Sh.V., Plotnikov S.A. Substantiation of methods for determination of the effectiveness of the use of alternative fuels in automotive diesel engines. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2021. No 4 (50), pp. 2–8 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-2-8