

Энергетика и электротехника

УДК 621.432.3

Математическое моделирование изменения давления впрыскивания при переходе на смесевое топливо с учетом динамических эффектов, волновых процессов и сжимаемости топлива

Ш.В. Бузиков, М.В. Мотовилова

ФГБОУ ВО «Вятский государственный университет»

Mathematical modeling of the change in injection pressure during the transition to mixed fuel, taking into account dynamic effects, wave processes and fuel compressibility

Sh.V. Buzikov, M.V. Motovilova

Federal State Budget Educational Institution of Higher Education Vyatka State University

В условиях энергетического перехода и декарбонизации штатные системы топливоподачи дизелей необходимо адаптировать к смешевым топливам на основе дизельного топлива и рапсового масла. Однако до сих пор отсутствует единая методика расчета давления впрыскивания для произвольного состава смеси, учитывающая реологические свойства, динамические и волновые процессы. Предложена модель расчета давления впрыскивания на основе синтеза термодинамики, гидродинамики истечения и волновой теории с использованием уравнений Барруса, Грюнберга — Ниссана и правила линейного смешивания. Для верификации предложенной модели проведено экспериментальное исследование форсунки ФД-22.455.1112010-50 на стенде M107-CR. По полученным результатам подтвержден рост давления начала впрыскивания на 1,1 % (до 21,28 МПа) при содержании в смешевом топливе до 40 % рапсового масла и ухудшение качества распыливания при превышении этого значения. Разработанная модель позволяет прогнозировать необходимую коррекцию параметров топливоподачи согласно требованиям ГОСТ 10579–2017, ограничивать долю рапсового масла или целенаправленно корректировать давление впрыскивания. Результаты работы вносят вклад в решение задачи адаптации дизелей к возобновляемым топливам.

EDN: APCFCC, <https://elibrary/apcfcc>

Ключевые слова: форсунка, смешевое топливо, коэффициент расхода, давление впрыскивания, математическое моделирование

The relevance of the study is due to the need to adapt standard diesel fuel supply systems to mixed fuels based on diesel fuel and rapeseed oil in conditions of energy transition and de-

carbonization. Currently, there is no unified method for calculating injection pressure for an arbitrary mixture composition, taking into account rheology, dynamics and wave processes. The methodology is based on the synthesis of thermodynamics, outflow hydrodynamics and wave theory using the Barrus, Grünberg-Nissan equations and the linear mixing rule. Verification was performed at the M107-CR bench with FD-22.455.111010-50 nozzle. Results: obtained analytical ratio for calculation of injection pressure; an increase in the injection start pressure by 1.1% (up to 21.28 MPa) with a rapeseed oil content of up to 40% and a deterioration in the spray quality when this value is exceeded were confirmed. The developed model allows predicting the necessary correction of fuel supply parameters in accordance with the requirements of GOST 10579–2017, limiting the share of rapeseed oil to 40%, or purposefully adjusting the pressure. The work contributes to solving the problem of adapting diesel engines to renewable fuels.

EDN: APCFCC, <https://elibrary/apcfcc>

Keywords: nozzle, mixed fuel, flow coefficient, injection pressure, mathematical modelin

Переход на возобновляемые топлива в дизелестроении — одна из стратегических задач снижения углеродного следа и обеспечения энергобезопасности. Рапсовое масло (РМ) как компонент смесового топлива (СТ) обладает низким содержанием серы, но его применение приводит к изменению реологических свойств, что влияет на гидродинамику впрыскивания. Несмотря на это, РМ остается ценным компонентом СТ благодаря энергетическим характеристикам и возможности массового производства [1–3].

Основной недостаток РМ заключается в том, что при температуре $T = 20^\circ\text{C}$ его кинематическая вязкость ($75...85\text{ мм}^2/\text{с}$) более чем в 20 раз превышает таковую ($3,8\text{ мм}^2/\text{с}$) дизельного топлива (ДТ) [4–7]. Это изменяет число Рейнольдса в сопловых каналах, снижает коэффициент расхода, ухудшает распыливание и смесеобразование. При этом в научно-технической литературе нет единой инженерной методики расчета требуемого давления впрыскивания для произвольного соотношения ДТ и РМ с учетом динамических эффектов топливной системы.

Для сохранения эксплуатационных показателей дизеля при переходе на СТ необходима коррекция параметров впрыскивания. Анализ результатов исследований показывает наличие противоречий в оценках корректировок. Одни авторы акцентируют внимание на росте вязкости и указывают на необходимость повышения давления впрыскивания [8]. Другие, принимая во внимание увеличение плотности топлива и вероятность кавитации, допускают возможность некоторого снижения этого давления [5, 8, 9]. Такое противоречие обусловлено недостаточной комплексностью моделей [10], не учитывающих совместное влияние свойств СТ на коэффициент расхода форсунки.

Физико-химические свойства РМ и стандартного ДТ значительно различаются, что изменяет рабочие процессы в системе топливоподачи и впрыскивания. Это требует адаптации режимов работы или конструктивных параметров топливной аппаратуры. Наибольшее влияние на СТ при его истечении из сопла оказывают вязкость и плотность, определяющие число Рейнольдса, коэффициент расхода μ_d и массовый расход при заданном перепаде давления.

Парк техники, оснащенной классическими системами топливоподачи с гидромеханическими форсунками, по-прежнему остается значительным. Для таких систем прогноз изменения параметров впрыскивания при переходе на СТ — актуальная инженерная задача.

Цель исследования — разработать и верифицировать математическую модель, позволяющую количественно прогнозировать изменение давления впрыскивания при переходе с ДТ на СТ.

Для достижения этой цели поставлены следующие задачи: разработать математическую модель, чтобы оценить изменение давления впрыскивания в штатной системе топливоподачи дизеля при переходе с ДТ на СТ с сохранением массового расхода; рассчитать изменение давления впрыскивания для топлив конкретного состава; экспериментально подтвердить теоретические предположения.

Математическое моделирование изменения давления впрыскивания СТ. Математическую модель будем строить на синтезе термодинамики СТ, гидродинамики истечения и волновой теории топливных систем высокого давления с учетом зависимости плотности СТ от давления.

Анализ экспериментальных данных [11] показал, что для СТ в диапазоне давления до 30 МПа можно использовать линейное приближение

$$\rho(p, T) = \rho_0(T)[1 + \alpha_p(p - p_0)], \quad (1)$$

где ρ и ρ_0 — плотность компонента при давлении p и атмосферном давлении p_0 , кг/м³; α_p — коэффициент сжимаемости, МПа⁻¹.

Для ДТ при температуре $T = 20^\circ\text{C}$ коэффициент сжимаемости $\alpha_{p\text{ДТ}} \approx 7,5 \cdot 10^{-4}$ МПа⁻¹, а для РМ $\alpha_{p\text{РМ}} \approx 5,8 \cdot 10^{-4}$ МПа⁻¹.

Тогда плотность СТ $\rho_{\text{СТ}}$ определяется линейным правилом смешивания

$$\rho_{\text{СТ}}(w_{\text{РМ}}, p, T) = (1 - w_{\text{РМ}})\rho_{\text{ДТ}}(p, T) + w_{\text{РМ}}\rho_{\text{РМ}}(p, T),$$

где $w_{\text{РМ}}$ — массовая доля РМ в СТ; $\rho_{\text{ДТ}}$ и $\rho_{\text{РМ}}$ — плотность ДТ и РМ, кг/м³.

Экспериментальные исследования подтверждают линейность этой зависимости с точностью $\pm 0,5\%$ в диапазоне массовой доли РМ $w_{\text{РМ}} = 0 \dots 1$. Значения $\rho_{\text{ДТ}}$ и $\rho_{\text{РМ}}$ вычисляются по выражению (1).

Динамическую вязкость, определяющую гидродинамику движения СТ, при давлении p находим по уравнению Барруса

$$\mu(p, T) = \mu_0(T)e^{\beta_{\text{в-б}}p},$$

где μ_0 — динамическая вязкость при атмосферном давлении; $\beta_{\text{в-б}}$ — коэффициент вязкостно-барического упрочнения.

Для ДТ при температуре $T = 20^\circ\text{C}$ коэффициент вязкостно-барического упрочнения $\beta_{\text{ДТ}} = 0,001$ МПа⁻¹, а для РМ $\beta_{\text{РМ}} = 0,002$ МПа⁻¹. Следовательно, РМ примерно в 2 раза чувствительнее к давлению, чем ДТ: с ростом последнего вязкость РМ увеличивается быстрее. Это определяет поведение СТ в дизельной топливной системе. Повышение динамической вязкости снижает число Рейнольдса в сопловом канале, изменяя коэффициент расхода форсунки, поэтому чтобы сохранить массовый расход, требуется корректировка давления впрыскивания.

Для учета межмолекулярных взаимодействий в СТ применяем уравнение Грюнберга — Ниссана

$$\ln[\mu_{\text{СТ}}(w_{\text{РМ}}, p, T)] = (1 - w_{\text{РМ}})\ln[\mu_{\text{ДТ}}(p, T)] + w_{\text{РМ}}\ln[\mu_{\text{РМ}}(p, T)] + Gw_{\text{РМ}}(1 - w_{\text{РМ}}), \quad (4)$$

где $\mu_{\text{СТ}}$, $\mu_{\text{ДТ}}$ и $\mu_{\text{РМ}}$ — динамическая вязкость СТ, ДТ и РМ соответственно; G — параметр взаимодействия.

Параметр взаимодействия G для СТ имеет отрицательное значение $G \in [-2, 0; -1, 0]$, что указывает на ослабление межмолекулярных связей в СТ по сравнению с ДТ.

Объемный модуль упругости k определяется как производная давления по относительному изменению объема при постоянной температуре. Этот параметр количественно характеризует сопротивление жидкости сжатию и является основным для описания волновых процессов в топливной системе. Согласно экспериментальным данным, при температуре $T = 20^\circ\text{C}$ и атмосферном давлении [12–14] объемный модуль упругости ДТ $k_{\text{ДТ}} \approx 1,45$, а РМ $k_{\text{РМ}} \approx 1,85$. Расхождение данных, составляющее 27,6 %, что обусловлено молекулярной структурой компонентов: РМ содержит длинноцепочечные триглицериды с высокой плотностью упаковки, что повышает его сопротивление объемной деформации по сравнению с алифатическими и ароматическими углеводородами ДТ.

Для СТ применима линейная интерполяция по массовым долям, подтвержденная экспериментально для систем углеводородное топливо — растительное масло [15]:

$$k_{\text{СТ}}(w_{\text{РМ}}) = (1 - w_{\text{РМ}})k_{\text{ДТ}} + w_{\text{РМ}}k_{\text{РМ}}.$$

При давлении впрыскивания до 30 МПа поправка k не превышает 8...12 %, что позволяет в инженерных расчетах использовать постоянное значение k для заданной температуры.

Давление насыщенных паров $p_{\text{vap РМ}}$ определяется как равновесное давление пара над свободной поверхностью жидкости при заданной температуре. Для ДТ при температуре $T = 20^\circ\text{C}$ давление насыщенных паров составляет 0,3...0,5 кПа, для РМ — 0,01...0,05 кПа. Вследствие высокой молекулярной массы и сильных межмолекулярных взаимодействий в триглицеридах РМ характеризуется значительно меньшим давлением насыщенных паров, чем ДТ.

В условиях впрыскивания p_{rail} до 22 МПа отношение $p_{\text{vap}}/p_{\text{rail}} \sim 10^{-5}$, поэтому при моделировании кавитации в первом приближении можно считать $p_{\text{vap}} \approx 0$ для ДТ и РМ. Для течения без кавитации в диапазоне числа Рейнольдса $Re = 10^3 \dots 10^5$ толщина ламинарного подслоя составляет значительную долю диаметра соплового отверстия. Тогда коэффициент расхода форсунки определяется как

$$\mu_d(\text{Re}) = \mu_{d\infty} - \frac{A}{\text{Re}^n},$$

где $\mu_{d\infty}$ — коэффициент расхода форсунки при числе Рейнольдса $\text{Re} \rightarrow \infty$, $\mu_{d\infty} \approx 0,85$; A — коэффициент, зависящий от шероховатости стенок и отношения длины соплового канала L к его диаметру d , $A \approx 150 \dots 200$; n — показатель, характеризующий переход от ламинарного режима к турбулентному, $n \approx 0,5 \dots 0,7$ при $\text{Re} \rightarrow \infty$.

Число Рейнольдса СТ

$$\text{Re}_{\text{СТ}} = \frac{\rho_{\text{СТ}} u d}{\mu_{\text{СТ}}} = \frac{4 \dot{m}}{\pi d \mu_{\text{СТ}} N},$$

где u — скорость течения СТ в сопловом отверстии, м/с; $\dot{m}$ — массовый расход, который при одинаковом давлении впрыскивания для СТ отличается от такового для ДТ из-за изменения параметров коэффициента расхода μ_d и плотности ρ ; N — число сопловых отверстий распылителя.

Важной особенностью модели является учет режима течения в сопловых каналах форсунки. В классической гидродинамике коэффициент расхода определяется следующими выражениями:

- для ламинарного режима ($\text{Re} < 2000$)

$$\mu_d = 1/\mu_{\text{СТ}};$$

- для переходного режима ($2000 < \text{Re} < 10\,000$)

$$\mu_d = \mu_{d0} \left[1 + \alpha (1 - e^{-\beta \text{Re}}) \right]^{-1};$$

- для турбулентного режима ($\text{Re} > 10\,000$)

$$\mu_d \approx \text{const},$$

где μ_{d0} — коэффициент расхода для идеальной жидкости; α , β — эмпирические коэффициенты, определяемые геометрическими характеристиками сопла, $\alpha \approx 0,8$, $\beta = 0,0001$.

Таким образом, для чистого ДТ и СТ с 40%-ной долей РМ реализуется переходный режим течения, а для СТ с 60%-ной долей РМ — близкий к ламинарному. Это требует введения поправочного коэффициента режима течения $k_{\text{реж}}$ в формулу для определения давления впрыскивания, обеспечивающего одинаковый массовый расход $\dot{m}$ при переходе с ДТ на СТ, что будет показано далее.

При локальном падении давления в сужающемся сечении сопла ниже давления насыщенных паров возникает кавитация. Критерий воз-

никновения кавитации определяется кавитационным числом

$$k = \frac{p_{\text{inj}} - p_{\text{vap}}}{p_{\text{inj}} - p_{\text{cyl}}} \approx \frac{p_{\text{rail}}}{p_{\text{rail}} - p_{\text{cyl}}},$$

где p_{inj} — давление на входе в сопловое отверстие, МПа; p_{cyl} — давление в сужающемся сечении соплового отверстия, МПа.

Критическое значение кавитационного числа k_{crit} , при котором начинается существенное влияние кавитации на коэффициент расхода форсунки μ_d составляет примерно 1,8...2,2. При $p_{\text{rail}} = 22$ МПа и $p_{\text{cyl}} = 3$ МПа кавитационное число $k \approx 1,16$, что ниже k_{crit} , следовательно, в этом диапазоне давлений кавитация не является доминирующим фактором.

При выводе математической модели необходимо учитывать и волновые процессы. Скорость распространения малых возмущений давления в СТ определяется выражением

$$a_{\text{СТ}}(w_{\text{PM}}) = \sqrt{\frac{k_{\text{СТ}}(w_{\text{PM}})}{\rho_{\text{СТ}}(w_{\text{PM}})}}.$$

где $k_{\text{СТ}}$ — кавитационное число СТ.

Для ДТ скорость распространения малых возмущений давления $a_{\text{ДТ}} \approx 1350$ м/с, для РМ $a_{\text{РМ}} \approx 1420$ м/с, т. е. значения различаются примерно на 5 %, что необходимо учитывать при расчете времени распространения волн. Затухание волн давления в трубопроводе описывается коэффициентом демпфирования

$$\alpha_{\text{damp}} = \frac{\pi \nu}{a D^2},$$

где ν — кинематическая вязкость, м²/с; D — диаметр трубопровода, м.

Соответственно, коэффициент демпфирования возрастает пропорционально кинематической вязкости ν , что приводит к ускоренному затуханию колебаний давления после закрытия иглы форсунки. Для СТ с большим количеством РМ затухание будет выше вследствие большей кинематической вязкости. Это положительно влияет на стабильность последующих импульсов в серии многократного впрыскивания.

Тогда итоговая формула для обеспечения одинакового массового расхода $\dot{m}$ при переходе с ДТ на СТ принимает вид

$$p_{\text{СТ}} = p_{\text{ДТ}} \left(\frac{\mu_{\text{ДТ}}}{\mu_{\text{СТ}}} \right)^2 \left(\frac{\rho_{\text{СТ}}}{\rho_{\text{ДТ}}} \right) k_{\text{волн}} k_{\text{кав}} k_{\text{реж}}, \quad (2)$$

где $k_{\text{волн}}$ — коэффициент, учитывающий изменение волновых процессов в топливной систе-

ме, $k_{\text{волн}} \approx 0,98 \dots 1,02$; $k_{\text{кав}}$ — коэффициент, учитывающий кавитацию; $k_{\text{реж}}$ — поправочный коэффициент, учитывающий зависимость коэффициента расхода от режима течения, определяемого числом Рейнольдса,

$$k_{\text{реж}} = \begin{cases} 1,0 & \text{при } Re < 2000; \\ 1 + 0,8(1 - e^{0,0001Re}) & \text{при } 2000 < Re < 10\,000; \\ 1,8 & \text{при } Re > 10\,000. \end{cases}$$

Для ДТ поправочный коэффициент $k_{\text{реж}} \approx 1,75$, для СТ, содержащего 80 % ДТ и 20 % РМ, $k_{\text{реж}} \approx 1,65$, для СТ, содержащего 60 % ДТ и 40 % РМ, $k_{\text{реж}} \approx 1,55$, а для СТ, содержащего 40 % ДТ и 60 % РМ, $k_{\text{реж}} \approx 1,00$.

Зависимость коэффициента расхода для сопловых каналов форсунок при использовании СТ, показывающая, как изменяется гидродинамическая эффективность истечения топлива через сопло форсунки в зависимости от режима течения и свойств СТ, имеет вид

$$c_{d\text{ СТ}} = f(Re_{\text{СТ}}, k) = c_{\infty} - \frac{A}{Re_{\text{СТ}}^n} \Phi(k),$$

где $\Phi(k)$ — функция, учитывающая влияние кавитации, при $k < 1,8$ $\Phi(k) \approx 1$.

Для СТ число Рейнольдса

$$Re_{\text{СТ}} = \frac{4\dot{m}}{\pi d_{\text{СТ}} (w_{\text{РМ}}, p) N}.$$

При давлении до 22 МПа движение СТ в сопловом канале в основном некавитирующее, поэтому основным фактором, влияющим на $c_{d\text{ СТ}}$, является вязкость.

Методика экспериментального исследования. Для верификации разработанной математической модели проведено экспериментальное исследование на специализированном стенде М107-CR, оснащённом прозрачной герметичной камерой визуализации процесса впрыскивания (рис. 1).

В качестве объекта исследования выступала серийная форсунка закрытого типа с гидромеханическим управлением подъема иглы ФД-22.455.1112010-50, применяемая в топливных системах тракторных дизелей Д-245 производства ОАО «Минский моторный завод». Выбор этой форсунки обусловлен ее представительностью для силовых агрегатов со штатными системами топливоподачи, что соответствует поставленной задаче адаптации штатных систем к СТ.

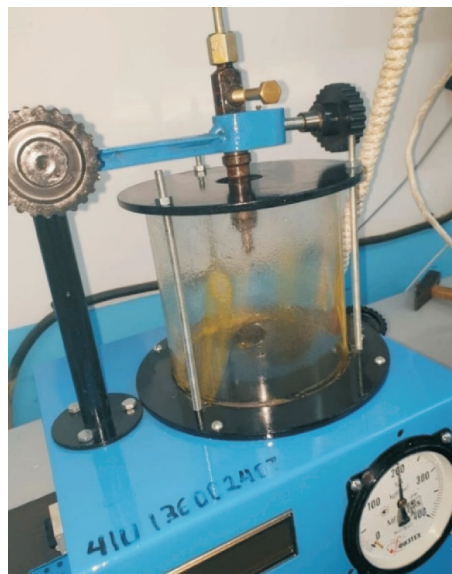


Рис. 1. Внешний вид камеры впрыскивания стенда М107-CR

Подготовку СТ проводили методом механического диспергирования компонентов в электромиксере AMIXSY VG-022-K при частоте вращения вала 1000 мин^{-1} в течение $10 \dots 15$ мин до достижения визуальной однородности смеси. Составы СТ формировали по массовым долям ДТ (по ГОСТ 32511-2013) и РМ: 100 % ДТ — (контрольный образец), 80 % ДТ + 20 % РМ, 60 % ДТ + 40 % РМ и 40 % ДТ + 60 % РМ. Такая градация позволила оценить влияние изменения давления впрыскивания при переходе с ДТ на СТ с учетом динамических эффектов, волновых процессов и сжимаемости топлива согласно теоретической модели.

Предварительную регулировку форсунки выполняли на давление начала впрыскивания $p_{\text{впр}} = 21,0 \pm 1,2$ МПа в строгом соответствии требованиям ГОСТ 10579-2017. Контроль динамики давления в топливопроводе высокого давления осуществляли посредством резьбового тензометрического преобразователя SS302 с мембранным чувствительным элементом (диапазон измерений $0 \dots 200$ МПа, основная погрешность $\pm 0,5$ % верхнего предела).

Аналоговый сигнал с датчика, усиливаемый коммутирующим усилителем IFM Electronic DN1031 (коэффициент усиления — 1000), оцифровывали модульной системой сбора данных NI CompactDAQ с частотой дискретизации 100 кГц . Применение дифференциальной схемы регистрации позволило минимизировать влияние низкочастотных помех, индуцируемых работой топливного насоса стенда. Калибровочная ха-

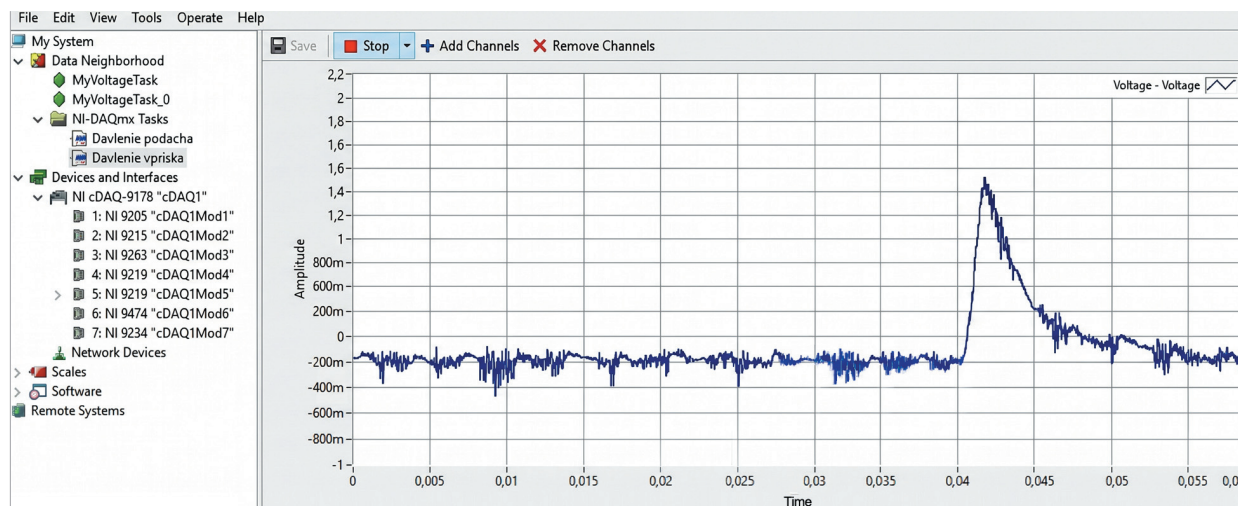


Рис. 2. Окно модульной системы NI Compact DAQ в момент впрыскивания СТ

рактеристика напряжение — давление, полученная при статической тарировке датчика, обеспечивала точное преобразование измеряемых величин в абсолютные значения давления с учетом динамических эффектов распространения волн в топливной. Окно модульной системы NI Compact DAQ в момент впрыскивания СТ показано на рис. 2, где ось X — время, с; ось Y — амплитуда напряжения, В.

Изменение давления впрыскивания на СТ проводили по следующим критериям ГОСТ 10579–2017:

- подвижность иглы при прокачке топлива с частотой 30...40 циклов/мин без признаков заедания или прихвата;
- герметичность по запирающему конусу при давлении на 1,0...1,5 МПа ниже давления начала впрыскивания (отсутствие образования капель на носике распылителя в течение 15 с);
- гидроплотность распылителя (время снижения давления с 20 до 17 МПа);
- качество распыливания (визуальная оценка в оптической камере: равномерный факелобразный туман без видимых струй и сгустков).

Исследования выполняли в трехкратной повторности при нормальных условиях (температура $T = 20 \pm 2$ °С, влажность 50 ± 10 %, давление 100 ± 5 кПа), соответствующих стандартной эксплуатации дизелей. Это обеспечило корректное сопоставление опытных данных с расчетными значениями, полученными по предложенной модели при температуре $T = 20$ °С.

Результаты. Полученная по результатам исследования зависимость давления начала впрыс-

кивания форсунки $p_{впр}$ от содержания РМ в СТ приведена на рис. 3. Видно, что при увеличении содержания РМ в СТ от 0 до 50 % давление начала впрыска повышается с 21,05 (для ДТ) до 21,28 МПа, что соответствует росту на 0,23 МПа (1,1 %).

Сравнительный анализ результатов расчета по модифицированной формуле (2), учитывающей коэффициент режима течения $k_{реж}$, и экспериментальных данных показал хорошее согласование: для СТ с 20%-ным содержанием РМ в СТ расчетное давление начала впрыскивания составило 22,10 МПа, экспериментальное — 21,15 МПа (расхождение 4,5 %), а для СТ с 40%-ным содержанием РМ в СТ — 22,85 и 21,28 МПа соответственно (расхождение 7,4 %).

Такой рост давления обусловлен значительным (более чем в 20 раз) увеличением кинематической вязкости СТ по сравнению с таковой ДТ [4]. Однако благодаря переходному режиму течения в сопловых каналах форсунки ФД-22.455.1112010-50 коэффициент расхода μ_d изменяется значительно меньше, чем предсказывает модель ламинарного течения, что и обеспечивает незначительное изменение давления впрыскивания.

Анализ данных, полученных путем расчета и эксперимента показал, что при переходе с ДТ на СТ изменяются критерии впрыскивания, регламентированные ГОСТ 10579–2017. С повышением содержания РМ в СТ до 50 % возрастает как время оценки герметичности форсунки по запирающему конусу, так и время оценки гидроплотности распылителя. Эти из-

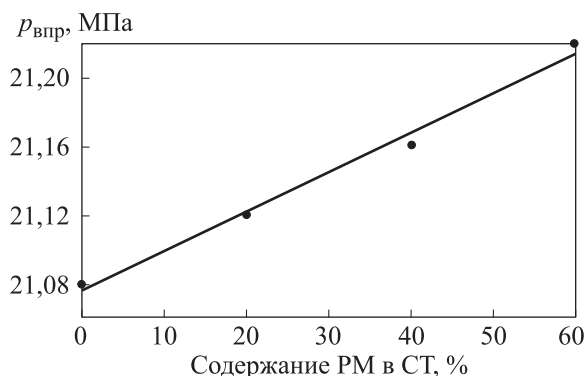


Рис. 3. Зависимость давления начала впрыскивания форсунки $p_{впр}$ от содержания РМ в СТ

менения связаны с повышением реологических характеристик СТ и подтверждают теоретические расчеты по уравнениям Грюнберга — Ниссана и Барруса.

При изменении давления впрыскивания СТ с ростом содержания РМ в СТ подвижность иглы распылителя и герметичность уплотнений сохранялись во всем исследованном диапазоне (0...50 % РМ). Это объясняется балансом между ростом вязкости и достаточностью смазывающей способности СТ. Однако при содержании РМ в СТ более 40 % качество распыливания ухудшалось: факел становился неравномерным, с видимыми струями и сгустками, что не соответствует требованиям ГОСТ 10579–2017 к ту-

манообразному распылу. При содержании РМ в СТ более 40 % давление начала впрыскивания достигает 21,28 МПа, что приводит к нарушению стабильности гидродинамических процессов в сопловых каналах и снижению эффективности распыливания. Это подтверждает теоретические предпосылки, согласно которым основным фактором, обуславливающим необходимость коррекции давления впрыскивания, является значительное увеличение вязкости СТ, особенно при значениях температуры, близких к $T = 20^\circ\text{C}$.

Сравнительный анализ показал, что полученные экспериментальные данные согласуются с результатами других авторов [5]. В частности, при исследовании работы форсунки Bosch DLLA 150P1934 на чистом РМ зафиксирован рост давления впрыскивания на 1,5...2,0 % по сравнению с таковым для ДТ, что обусловлено комплексным влиянием повышенных вязкости и плотности РМ. Отмечено, что даже незначительное повышение давления впрыскивания требует перенастройки пружины форсунки в штатных системах [5]. К такому же заключению пришли авторы работы [16] в исследовании СТ, что содержание более 40...50 % РМ в СТ приводит к нарушению стабильности распыливания и повышению давления впрыскивания.

С помощью формулы (2) рассчитаны изменения давления впрыскивания при переходе с ДТ на СТ с учетом динамических эффектов,

Результаты расчета изменения давления впрыскивания при переходе с ДТ на СТ с сохранением массового расхода

Параметр	Вид топлива			
	ДТ	80 % ДТ + 20 % РМ	60 % ДТ + 40 % РМ	40 % ДТ + 60 % РМ
$w_{РМ}$	0	0,2	0,4	0,6
ρ , кг/м ³	830,0	848,0	866,0	884,0
μ , Па·с	0,00315	0,00512	0,00849	0,01440
$\mu_{ДТ}/\mu_{СТ}$	1,00	1,27	1,64	2,14
$(\mu_{ДТ}/\mu_{СТ})^2$	1,00	1,62	2,69	4,56
$\rho_{СТ}/\rho_{ДТ}$	1,000	1,022	1,043	1,065
$k_{кав}$	1,0	1,0	1,0	1,0
$k_{волн}$	1,0	1,0	1,0	1,0
$p_{СТ}/p_{ДТ}$	1,000	1,657	2,805	4,857
$p_{СТ}$, МПа	21,05	22,10	22,85	24,50
Re	9000	5500	3300	1950
$k_{реж}$	1,75	1,65	1,55	1,00
$k_{общ}$	1,750	2,734	4,348	4,857

волновых процессов и сжимаемости топлива (см. таблицу). Результаты расчета получены с использованием поправочного коэффициента $k_{\text{реж}}$, учитывающего переход от турбулентного режима течения к ламинарному при увеличении динамической вязкости СТ. Общий коэффициент

$$k_{\text{общ}} = \left(\frac{\mu_{\text{ДТ}}}{\mu_{\text{СТ}}} \right)^2 \left(\frac{\rho_{\text{СТ}}}{\rho_{\text{ДТ}}} \right) k_{\text{волн}} k_{\text{кав}} k_{\text{реж}}.$$

Важным методологическим результатом выполненной работы является выявление ограничений классической модели ламинарного течения для расчета давления впрыскивания в штатных форсунках дизелей. Показано, что для форсунок типа ФД-22 с сопловыми отверстиями диаметром 0,2...0,3 мм при давлении впрыскивания 20...25 МПа реализуется переходный режим течения, что требует введения поправочного коэффициента режима течения $k_{\text{реж}}$. Такая модификация позволяет снизить расхождение между теоретическими и экспериментальными данными с более чем 100 % до менее 10 % для СТ с содержанием до 40 % РМ.

Результаты работы вносят вклад в решение актуальной задачи адаптации дизелей к возобновляемым видам топлив. Модель позволяет прогнозировать необходимое давление впрыскивания для произвольных смесей ДТ и РМ, что дает возможность заранее корректировать настройки топливной аппаратуры или выбирать допустимый состав СТ. Полученные результаты могут быть применены в сельскохозяйственном и транспортном машиностроении при переводе техники на частично возобновляемое топливо. Внедрение методики будет способствовать снижению углеродного следа, уменьшению зависимости от углеводородного сырья и повышению энергетической безопасности без изменения конструкции форсунок.

Выводы

1. Разработана математическая модель расчета изменения давления впрыскивания при переходе с ДТ на СТ, учитывающая влияние реологических свойств (плотности, вязкости, сжимаемости топлива), гидродинамических эффектов (коэффициента расхода, числа Рейнольдса) и волновых процессов. Математическая модель основана на фундаментальных уравнениях гидродинамики, эмпирических зависимостях (уравнениях Барруса, Грюнберга —

Ниссана) и правилах смешения. Она позволяет количественно оценивать требуемое давление для сохранения массового расхода при произвольном содержании РМ в СТ.

2. Проведены расчеты изменения давления впрыскивания для СТ с содержанием РМ 20, 40 и 60 %. Анализ результатов расчета по модифицированной математической модели, учитывающей коэффициент режима течения $k_{\text{реж}}$ показал, что при сохранении массового расхода необходимое давление возрастает значительно слабее, чем предсказывает модель ламинарного течения. Для СТ с 20 % РМ расчетное давление составило 22,10 МПа (+5,0 %), для СТ с 40 % РМ — 22,85 МПа (+8,6 %), для СТ с 60 % РМ — 24,50 МПа (+16,4 %).

3. Основным фактором, определяющим незначительную зависимость давления впрыскивания от вязкости, является переходный режим течения в сопловых каналах форсунки ФД-22.455.1112010-50 (число Рейнольдса 3100...9500 для исследованных СТ). В этом режиме коэффициент расхода почти не зависит от вязкости, что обеспечивает самоадаптацию топливной системы при переходе на СТ. Данные эксперимента подтвердили такую физическую интерпретацию расхождением не более 7,4 % для СТ с содержанием РМ до 40 %.

4. Экспериментально установлено, что при переходе с ДТ на СТ с содержанием РМ до 40 % давление начала впрыскивания возрастает незначительно: на 0,23 МПа (1,1 %) относительно ДТ. Это согласуется с данными других исследователей и указывает на то, что в реальных условиях из-за турбулентного характера течения коэффициент расхода меняется меньше, чем в ламинарном приближении. Однако для СТ с содержанием более 40 % РМ зафиксировано ухудшение качества распыливания (неравномерный факел, сгустки), что не соответствует требованиям ГОСТ 10579-2017. Таким образом, выявлены ограничения по компонентному составу СТ.

5. Для обеспечения эффективного распыливания и сохранения эксплуатационных показателей дизеля при использовании СТ необходимо ограничивать 40%-ным содержанием РМ в СТ или проводить целенаправленную коррекцию параметров впрыскивания (повышение давления, подогрев топлива, изменение настроек форсунки) в соответствии с разработанной моделью. Это позволяет обоснованно подходить к выбору состава СТ и модернизации аппаратуры.

Литература

- [1] Жосан А.А., Рыжов Ю.Н., Курочкин А.А. Сравнение физико-химических свойств дизельного топлива и рапсового масла. *Вестник ОрелГАУ*, 2011, № 4, с. 72–73. EDN: PTUQTP
- [2] Плотников С.А., Кантор П.Я., Козлов И.С. Исследование моторных свойств смесей дизельного топлива с рапсовым маслом. *Труды НГТУ им. П.Е. Алексеева*, 2018, № 2, с. 169–174, doi: https://doi.org/10.46960/1816-210X_2018_2_169
- [3] Kanaveli I.-P., Atzemi M., Lois E. Predicting the viscosity of diesel/biodiesel blends. *Fuel*, 2017, vol. 199, pp. 248–263, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.02.077>
- [4] Габитова А.Р., Габитов И.Р., Зарипов З.И. Исследование коэффициента динамической вязкости рапсового масла как основы биодизельного топлива в широкой области изменения параметров состояния. *Вестник Технологического университета*, 2015, т. 18, № 17, с. 252–254. EDN: UOSRFF
- [5] Markov V., Sa B., Devyanin S., et al. Numerical analysis of injection and spray characteristics of diesel fuel and rapeseed oil in a diesel engine. *Case Stud. Therm. Eng.*, 2022, vol. 35, art. 102129, doi: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102129>
- [6] Sekhar P.C., Gupta S.V.G. Performance testing of biodiesel blends with rapeseed oil focusing on combustion, performance, and emissions analysis. *Results Eng.*, 2025, vol. 27, art. 106459, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2025.106459>
- [7] Rayapureddy S.M., Matijošius J., Rimkus A. Comparison of research data of diesel–biodiesel–isopropanol and diesel–rapeseed oil–isopropanol fuel blends mixed at different proportions on a CI engine. *Sustainability*, 2021, vol. 13, no. 18, art. 10059, doi: <https://doi.org/10.3390/su131810059>
- [8] Lešnik L., Palomar-Torres A., Torres-Jiménez E. et al. The effect of HDPE and LDPE pyrolytic oils on cavitation formation in a common-rail diesel injector. *Fuel*, 2022, vol. 330, art. 125581, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.125581>
- [9] Payri F., Payri R., Salvador F.J. et al. A contribution to the understanding of cavitation effects in Diesel injector nozzles through a combined experimental and computational investigation. *Comput. Fluids*, 2012, vol. 58, pp. 88–101, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2012.01.005>
- [10] Desantes J.M., López J.J., Carreres M. et al. Characterization and prediction of the discharge coefficient of non-cavitating diesel injection nozzles. *Fuel*, 2016, vol. 184, pp. 371–381, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.07.026>
- [11] Kielczyński P., Ptaszniak S., Szalewski M. et al. Thermophysical properties of rapeseed oil methyl esters (RME) at high pressures and various temperatures evaluated by ultrasonic methods. *Biomass Bioenergy*, 2017, vol. 107, pp. 113–121, doi: <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2017.09.015>
- [12] Илюшин Д.Н., Курапин А.В., Салыкин Е.А. и др. Экспериментальное определение сжимаемости топлив для дизельных двигателей. *Автомобиль. Дорога. Инфраструктура*, 2025, № 2. URL: <https://www.adi-madi.ru/madi/article/view/1454>
- [13] Грехов Л.В., Арсенов Н.А., Салыкин Е.А. и др. Расчет и корректировка значений упругих свойств топливных смесей. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2023, № 5, с. 74–89, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2023-5-74-89>
- [14] Грехов Л.В., Марков В.А., Арсенов Н.А. и др. Определение констант уравнения состояния для расчета упругих свойств различных моторных топлив и технических жидкостей. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2022, № 4, с. 108–137, doi: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-4-108-137>
- [15] Nikolić B.D., Kegl B., Marković S.D. et al. Determining the speed of sound, density and bulk modulus of rapeseed oil, biodiesel and diesel fuel. *Therm. Sci.*, 2012, vol. 16, no. S2, pp. S505–S514, doi: <https://doi.org/10.354-9836/2012/0354-98361200187N>
- [16] Кондрашева Н.К., Еремеева А.М. Получение биодизельного топлива из растительного сырья. *Записки Горного института*, 2023, т. 260, с. 248–256, doi: <https://doi.org/10.31897/PMI.2022.15>

References

- [1] Zhosan A.A., Ryzhov Yu.N., Kurochkin A.A. Comparison of the physical and chemical properties of diesel fuel and rapeseed oil. *Vestnik OrelGAU*, 2011, no. 4, pp. 72–73. EDN: PTUQTP (in Russ.).
- [2] Plotnikov S.A., Kantor P.Ya., Kozlov I.S. Research of motor properties of mixes of diesel fuel with rape seed oil. *Trudy NGTU im. R.E. Alekseeva* [Transactions of Nizhni Novgorod State Technical University n.a. R.Y. Alexeev], 2018, no. 2, pp. 169–174, doi: https://doi.org/10.46960/1816-210X_2018_2_169 (in Russ.).
- [3] Kanaveli I.-P., Atzemi M., Lois E. Predicting the viscosity of diesel/biodiesel blends. *Fuel*, 2017, vol. 199, pp. 248–263, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2017.02.077>
- [4] Gabitova A.R., Gabitov I.R., Zaripov Z.I. Study of the dynamic viscosity coefficient of rapeseed oil as a basis for biodiesel fuel in a wide range of state parameters. *Vestnik Tekhnologicheskogo universiteta* [Herald of Technological University], 2015, vol. 18, no. 17, pp. 252–254. EDN: UOSRFF (in Russ.).
- [5] Markov V., Sa B., Devyanin S., et al. Numerical analysis of injection and spray characteristics of diesel fuel and rapeseed oil in a diesel engine. *Case Stud. Therm. Eng.*, 2022, vol. 35, art. 102129, doi: <https://doi.org/10.1016/j.csite.2022.102129>
- [6] Sekhar P.C., Gupta S.V.G. Performance testing of biodiesel blends with rapeseed oil focusing on combustion, performance, and emissions analysis. *Results Eng.*, 2025, vol. 27, art. 106459, doi: <https://doi.org/10.1016/j.rineng.2025.106459>
- [7] Rayapureddy S.M., Matijošius J., Rimkus A. Comparison of research data of diesel–biodiesel–isopropanol and diesel–rapeseed oil–isopropanol fuel blends mixed at different proportions on a CI engine. *Sustainability*, 2021, vol. 13, no. 18, art. 10059, doi: <https://doi.org/10.3390/su131810059>
- [8] Lešnik L., Palomar-Torres A., Torres-Jiménez E. et al. The effect of HDPE and LDPE pyrolytic oils on cavitation formation in a common-rail diesel injector. *Fuel*, 2022, vol. 330, art. 125581, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.125581>
- [9] Payri F., Payri R., Salvador F.J. et al. A contribution to the understanding of cavitation effects in Diesel injector nozzles through a combined experimental and computational investigation. *Comput. Fluids*, 2012, vol. 58, pp. 88–101, doi: <https://doi.org/10.1016/j.compfluid.2012.01.005>
- [10] Desantes J.M., López J.J., Carreres M. et al. Characterization and prediction of the discharge coefficient of non-cavitating diesel injection nozzles. *Fuel*, 2016, vol. 184, pp. 371–381, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.07.026>
- [11] Kiełczyński P., Ptasznik S., Szalewski M. et al. Thermophysical properties of rapeseed oil methyl esters (RME) at high pressures and various temperatures evaluated by ultrasonic methods. *Biomass Bioenergy*, 2017, vol. 107, pp. 113–121, doi: <https://doi.org/10.1016/j.biombioe.2017.09.015>
- [12] Ilyushin D.N., Kurapin A.V., Salykin E.A. et al. Experimental determination of fuel compressibility for diesel engines. *Avtomobil. Doroga. Infrastruktura*, 2025, no. 2. URL: <https://www.adi-madi.ru/madi/article/view/1454> (in Russ.).
- [13] Grekhov L.V., Arsenov N.A., Salykin E.A. et al. Calculation and correction of the fuel mixture elastic properties values. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroyeniye* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2023, no. 5, pp. 74–89, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2023-5-74-89> (in Russ.).
- [14] Grekhov L.V., Markov V.A., Arsenov N.A. et al. Determination of the constants of the equation of state for calculating the elastic properties of various engine fuels and technical fluids. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Bauman, Mashinostroyeniye* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2022, no. 4, pp. 108–137, doi: <https://doi.org/10.18698/0236-3941-2022-4-108-137> (in Russ.).
- [15] Nikolić B.D., Kegl B., Marković S.D. et al. Determining the speed of sound, density and bulk modulus of rapeseed oil, biodiesel and diesel fuel. *Therm. Sci.*, 2012, vol. 16, no. S2, pp. S505–S514, doi: <https://doi.org/10.1016/j.tsc.2012.03.014>

- [16] Kondrasheva N.K., Ereemeeva A.M. Production of biodiesel fuel from vegetable raw materials. *Zapiski Gornogo instituta* [Journal of Mining Institute], 2023, vol. 260, pp. 248–256, doi: <https://doi.org/10.31897/PMI.2022.15> (in Russ.).

Статья поступила в редакцию 05.03.2026

Информация об авторах

БУЗИКОВ Шамиль Викторович — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Строительного производства». ФГБОУ ВО «Вятский государственный университет» (610000, Киров, Российская Федерация, ул. Московская, д. 36, e-mail: shamilvb@mail.ru).

МОТОВИЛОВА Марина Владимировна — кандидат технических наук, доцент кафедры «Промышленной безопасности и инженерных систем». ФГБОУ ВО «Вятский государственный университет» (610000, Киров, Российская Федерация, ул. Московская, д. 36, e-mail: marina_mtd@mail.ru).

Information about the authors

BUZIKOV Shamil Viktorovich — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Professor of Construction Production Department. Federal State Budget Educational Institution of Higher Education Vyatka State University (610000, Kirov, Russian Federation, Moskovskaya St., Bldg. 36, e-mail: shamilvb@mail.ru).

MOTOVILOVA Marina Vladimirovna — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor of Industrial Safety and Engineering Systems Department. Federal State Budget Educational Institution of Higher Education Vyatka State University (610000, Kirov, Russian Federation, Moskovskaya St., Bldg. 36, e-mail: marina_mtd@mail.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Бузиков Ш.В., Мотовилова М.В. Математическое моделирование изменения давления впрыскивания при переходе на смешанное топливо с учетом динамических эффектов, волновых процессов и сжимаемости топлива. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2026, № 10, с. 82–92.

Please cite this article in English as:

Buzikov Sh.V., Motovilova M.V. Mathematical modeling of the change in injection pressure during the transition to mixed fuel, taking into account dynamic effects, wave processes and fuel compressibility. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2026, no. 10, pp. 82–92.