

ИНЖЕНЕРНЫЙ АНАЛИЗ И КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАСПРОСТРАНЕНИЯ И ИСПАРЕНИЯ ДИСПЕРСНОЙ ФАЗЫ БЕНЗИНА В ГАЗОВОЙ СРЕДЕ ПРИ ПОВЫШЕННЫХ ДАВЛЕНИИ И ТЕМПЕРАТУРЕ

А.В. Надежкин

ORCID: 0009-0002-2904-7067 e-mail: nadalex@bk.ru

Российский федеральный ядерный центр

«Всероссийский научно-исследовательский институт экспериментальной физики»

Саров, Россия

А.С. Козелков

ORCID: 0000-0003-3247-0835 e-mail: askozelkov@mail.ru

Российский федеральный ядерный центр

«Всероссийский научно-исследовательский институт экспериментальной физики»

Саров, Россия

Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева

Нижний Новгород, Россия

Р.Н. Жучков

ORCID: 0000-0003-2252-6612 e-mail: Roman_jkv@mail.ru

Российский федеральный ядерный центр

«Всероссийский научно-исследовательский институт экспериментальной физики»

Саров, Россия

Представлены результаты численного моделирования распространения, дробления и испарения дисперсной фазы бензина в турбулентном потоке вязкого многофазного газа при повышенных давлении и температуре. Дисперсная жидкая фаза моделируется с помощью метода лагранжевых частиц, между жидкой и газовой фазами задаются модели межфазового взаимодействия. Моделирование проводится на неструктурированных гексагональной и полигональной расчетных сетках, на основе задачи о формировании топливо-воздушной смеси, для которой доступны экспериментальные данные о динамике прохождения дисперсной фазы и параметрах образованной смеси в контрольных точках в различные моменты времени. Проведено сравнение результатов, полученных на различных расчетных сетках, получено хорошее соответствие с экспериментальными данными.

Ключевые слова: аэродинамика, уравнения Навье-Стокса, метод лагранжевых частиц, дробление, испарение, многофазный газ.

ДЛЯ ЦИТИРОВАНИЯ: Надежкин, А.В. Инженерный анализ и компьютерное моделирование распространения и испарения дисперсной фазы бензина в газовой среде при повышенных давлении и температуре / А.В. Надежкин, А.С. Козелков, Р.Н. Жучков // Труды НГТУ им. Р.Е. Алексеева. 2025. № 3. С. 25-36.

DOI: 10.46960/1816210X_2025_3_25 EDN: MUUGBM

ENGINEERING ANALYSIS AND COMPUTER SIMULATION OF DISTRIBUTION AND EVAPORATION OF GASOLINE DISPERSED PHASE IN GASEOUS ENVIRONMENT AT HIGH PRESSURE AND TEMPERATURE

A.V. Nadezhkin

ORCID: 0009-0002-2904-7067 e-mail: nadalex@bk.ru

Russian Federal Nuclear Center – The All-Russian Research Institute of Experimental Physics

Sarov, Russia

A.S. Kozelkov

ORCID: 0000-0003-3247-0835 e-mail: askozelkov@mail.ru

Russian Federal Nuclear Center – The All-Russian Research Institute of Experimental Physics
Sarov, Russia

Nizhny Novgorod state technical university n.a. R.E. Alekseev
Nizhny Novgorod, Russia

R.N. Zhuchkov

ORCID: 0000-0003-2252-6612 e-mail: Roman_jkv@mail.ru

Russian Federal Nuclear Center – The All-Russian Research Institute of Experimental Physics
Sarov, Russia

Abstract. The article presents the numerical modeling results of distribution, fragmentation and evaporation of the dispersed phase of gasoline in a turbulent flow of viscous multiphase gas at high pressure and temperature. The dispersed liquid phase is modeled using the Lagrangian particles method, and models of interphase interaction are specified between the liquid and gas phases. The modeling is carried out on unstructured hexagonal and polygonal computational grids based on the problem of fuel-air mixture formation. The simulation uses experimental data on the dynamics of the dispersed phase passage and the parameters of the formed mixture at control points at different times. A comparison of the results obtained on different computational grids was carried out, and good agreement with experimental data was obtained.

Key words: aerodynamics, Navier-Stokes equations, Lagrangian particles method, fragmentation, evaporation, multiphase gas.

FOR CITATION: A.V. Nadezhkin, R.N. Zhuchkov, A.S. Kozelkov. Engineering analysis and computer simulation of distribution and evaporation of gasoline dispersed phase in gaseous environment at high pressure and temperature. Transactions of NNSTU n.a. R.E. Alekseev. 2025. № 3. Pp. 25-36. DOI: 10.46960/1816210X_2025_3_25 EDN: MUUGBM

Введение

Несмотря на тенденции последних лет по внедрению электрических силовых установок, продолжается производство бензиновых и дизельных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), значительно усовершенствованных для повышения эффективности и уменьшения выбросов загрязняющих веществ. Развитие системы впрыска топлива, имеющей первостепенное значение для контроля процесса сгорания и, следовательно, эффективности сгорания и образования загрязняющих веществ, является наиболее перспективным с точки зрения сокращения выбросов загрязняющих веществ. Параметры сгорания топлива во многом зависят и от эффективности топливно-воздушной смеси, особенно в высокооборотных турбированных ДВС с непосредственным впрыском, которые используются в наземном транспорте. Оптимизация работы ДВС также позволяет поддерживать приемлемые тепловые и силовые нагрузки на внутренние детали двигателя в различных режимах работы и таким образом продлевает срок его службы. Имеется ряд отечественных и зарубежных экспериментальных исследований процессов распространения струй топлива под давлением, распада капель [1-4, 8], их нагрева и испарения [5-10]. Также для исследования поведения многокомпонентного потока внутри цилиндров ДВС применяется трехмерное численное моделирование, позволяющее определить среднюю скорость потока, поля турбулентной скорости, параметры распространения и испарения дисперсной фазы (капель топлива) и параметры перемешивания испаренного топлива с окружающим газом [11-15]. В данной работе проводится численное моделирование распространения, дробления и испарения дисперсной фазы бензина в турбулентном газовом потоке при повышенном давлении и температуре с помощью ПП «Логос» [26-28, 30].

Основные уравнения и численные схемы

Для описания нестационарных трехмерных турбулентных течений вязкого теплопроводного газа в большинстве работ используется система уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу [16-18], которая в консервативной форме имеет вид:

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \nabla \cdot (F(W) - G(W)) = H,$$

или:

$$\frac{\partial W}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} F_i(W) - \frac{\partial}{\partial x_i} G_i(W) = H,$$

где i – индекс суммирования, W – вектор консервативных переменных:

$$W = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u_x \\ \rho u_y \\ \rho u_z \\ \rho E \end{pmatrix},$$

F и G – вектора конвективных и диффузионных потоков, состоящие из невязких и вязких векторов F_i и G_i в трех направлениях $i \in \{x, y, z\}$ соответственно;

$$F_x = \begin{pmatrix} \rho u_x \\ \rho u_x u_x + p \\ \rho u_x u_y \\ \rho u_x u_z \\ \rho H u_x \end{pmatrix}, \quad G_x = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{xx} \\ \tau_{xy} \\ \tau_{xz} \\ \tau_{xi} U + q_x \end{pmatrix},$$

$$F_y = \begin{pmatrix} \rho u_y \\ \rho u_y u_x \\ \rho u_y u_y + p \\ \rho u_y u_z \\ \rho H u_y \end{pmatrix}, \quad G_y = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{yx} \\ \tau_{yy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{yi} U + q_y \end{pmatrix},$$

$$F_z = \begin{pmatrix} \rho u_z \\ \rho u_z u_x \\ \rho u_z u_y \\ \rho u_z u_z + p \\ \rho H u_z \end{pmatrix}, \quad G_z = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{zx} \\ \tau_{zy} \\ \tau_{zz} \\ \tau_{zi} U + q_z \end{pmatrix},$$

$U = (u_x, u_y, u_z)^T$ – вектор скорости; τ – тензор вязких напряжений; q – плотность теплового потока; H – источниковый член (в рассматриваемых задачах источники отсутствуют).

Система уравнений замыкается калорическим и термическим уравнениями состояния:

$$H = c_p \cdot T,$$

$$E = c_v \cdot T$$

$$p = (\gamma - 1) \rho \left\{ E - \frac{1}{2} U^2 \right\},$$

$$H = E - \frac{p}{\rho},$$

где E – удельная полная энергия на единицу массы, H – полная энтальпия газа, c_p – удельная теплоемкость при постоянном давлении, c_v – удельная теплоемкость при постоянном объеме.

Для многокомпонентных течений приведенные выше уравнения дополняются уравнениями переноса массовых долей компонентов смеси. Величины молекулярной составляющей тензора касательных напряжений ньютоновской среды удовлетворяют реологическому закону

Ньютона, устанавливающему связи между тензором вязких напряжений и тензором скоростей деформаций, а компоненты вектора плотности теплового потока связаны с локальным градиентом температуры законом Фурье [17-19]:

$$\tau = \mu_l (\nabla U + \nabla U^T) + \lambda_l \nabla U I, \quad q = k_l \nabla T,$$

где μ_l – коэффициент молекулярной динамической вязкости; λ_l – коэффициент молекулярной теплопроводности; T – температура; I – единичная матрица.

Коэффициент молекулярной теплопроводности и температура определяются по формулам:

$$\lambda_l = \frac{C_p \mu_l}{Pr_l}, \quad T = \frac{pm}{\rho R},$$

где C_p – удельная теплоемкость при постоянном давлении; $C_v = (C_p T - R/m)$ – удельная теплоемкость при постоянном объеме; $Pr_l = \frac{C_p \mu_{l,\infty}}{\lambda_{l,\infty}}$ – число Прандтля; R – универсальная газовая постоянная; m – молярная масса газа; γ – показатель адиабаты.

Эквивалентная запись тензора вязких напряжений выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned} \tau_{xx} &= 2\mu_l \frac{\partial u_x}{\partial x} + \mu_{l,VOL} \nabla U, & \tau_{yy} &= 2\mu_l \frac{\partial u_y}{\partial y} + \mu_{l,VOL} \nabla U, \\ \tau_{zz} &= 2\mu_l \frac{\partial u_z}{\partial z} + \mu_{l,VOL} \nabla U, & \tau_{xy} &= \tau_{yx} = \mu_l \left\{ \frac{\partial u_x}{\partial y} + \frac{\partial u_y}{\partial x} \right\}, \\ \tau_{xz} &= \tau_{zx} = \mu_l \left\{ \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} \right\}, & \tau_{yz} &= \tau_{zy} = \mu_l \left\{ \frac{\partial u_y}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial y} \right\}, \end{aligned}$$

где $\mu_{l,VOL} = \frac{2}{3} \mu_l$ – ламинарная объемная вязкость.

Для описания течения дисперсной фазы (например, капля бензина или дизельного топлива) исследователи используют метод Эйлера *Volume of Fluid* [20], который моделирует движение объемных долей газовых или жидких компонент друг относительно друга, или метод лагранжевых частиц, в рамках которого отдельные частицы объединяются в пакеты частиц, и их движение определяется взаимодействием со сплошной средой. В случае *Volume of Fluid* капляная фаза рассматривается как объем одной компоненты внутри окружающей фазы другой компоненты, имеющий четкие границы, например, капли [11], пузырьки [21] или большой объем жидкости [22]. Данный подход позволяет моделировать испарение и конденсацию жидкой фазы, однако имеет существенный недостаток: используемая расчетная сетка должна быть очень подробной, что существенно увеличивает время расчета. В данной работе используется метод лагранжевых частиц. Уравнение сохранения i -ой компоненты количества движения для одиночной частицы записывается в следующем общем виде:

$$m_d \frac{du_{id}}{dt} = F_{idr} + F_{ig} + F_{ip} + F_{ib},$$

где m_d – масса частицы; u_d – скорость частицы; t – время; F_{idr} – сила сопротивления; F_{ig} – сила тяжести; F_{ip} – силы давления; F_{ib} – суммарное действие всех прочих сил, таких как сила присоединенных масс, электромагнитная сила, сила Магнуса и т.п.

Силовые факторы, действующие на частицу, определяются из следующих уравнений:

$$\begin{aligned} F_{idr} &= D_p U_i, \quad D_p = \frac{1}{2} \rho_g A_d C_D |U|, \\ F_{ig} &= VOL_d (\rho_d - \rho_g) g_i, \\ F_{ip} &= VOL_d (\nabla p)_i, \end{aligned}$$

где D_p – функция сопротивления частицы потоку; $U_i = u_{ig} - u_{id}$ – i -я компонента относительной скорости газа и частицы; A_d – площадь поперечного сечения частицы; C_d – коэффициент сопротивления среды; VOL_d – объем частицы; ρ_g, ρ_d – плотности газа и вещества частицы соответственно; g_i – i -я компонента ускорения свободного падения; $(\nabla p)_i$ – i -я компонента градиента давления.

При расчете газодинамического сопротивления капель в потоке газа необходимо учитывать изменение формы капель, которое можно оценить с помощью критериев Вебера и Лапласа [15], зная их физические свойства и скорость относительно потока. В настоящей работе также учитывается влияние частиц на переднем фронте распространения на движение частиц, следующих непосредственно за ними, если плотность частиц в потоке достаточно велика (так называемый «коллективный эффект»). В результате коэффициент аэродинамического сопротивления для последних уменьшается, что приводит к увеличению их относительной скорости и группированию вблизи переднего края распространения, о чем будет сказано при обсуждении результатов. Для учета процесса дробления частиц используется модель дробления *Wave* [23]. Она основана на предположении о возникновении неустойчивости Кельвина-Гельмгольца и Релея-Тейлора на поверхности капли при ее взаимодействии с потоком газа. Условием начала дробления является условие превышения каплей радиуса, стабильного при данных условиях обтекания. Кроме дробления в настоящей работе учитывается эффект слияния частиц в результате столкновений. Для учета процесса испарения частиц используется модель Дуковича [24], в основу которой положен критерий подобия между процессами тепло- и массопереноса. Модель основана на следующих допущениях:

- течение сферически симметричное;
- вокруг испаряющейся капли существует квазистационарный слой пара;
- температура внутри капли однородна;
- свойства газа вокруг капли постоянны;
- на поверхности капли пар и жидкость находятся в термодинамическом равновесии.

При сделанных допущениях скорость изменения температуры капли определяется уравнением баланса энергии, в соответствии с которым тепло, подводимое к капле, идет на ее нагрев и испарение:

$$m_d c_d \frac{dT_d}{dt} = L \frac{dm_d}{dt} + \dot{Q},$$

где L – удельная теплота парообразования жидкости.

Тепловой поток из газа к поверхности капли определяется следующим образом:

$$\dot{Q} = h S_d (T_\infty - T_s),$$

где индекс s относится к параметрам на поверхности капли, а индекс ∞ – к параметрам потока на бесконечности.

Если рассмотреть удельный (на единицу площади поверхности) тепловой поток к поверхности частицы $(\dot{q}_s)$ и удельный поток пара с поверхности капли $(\dot{f}_{vs})$, для массы капли можно записать уравнение:

$$\frac{dm_d}{dt} = \dot{Q} \frac{\dot{f}_{vs}}{\dot{q}_s}$$

При известных значениях потока тепла к поверхности частицы $\dot{Q}$ и отношения $\dot{f}_{vs}/\dot{q}_s$ можно определить массу (диаметр) и температуру частицы в любой момент времени. В некоторых случаях теплообмен и циркуляция жидкости внутри капель также может существенно влиять на результаты [13], что учитывается в настоящей работе. Описанные методы и модели

реализованы в российском пакете программ ЛОГОС, предназначенном для моделирования сопряженных трехмерных задач конвективного теплопереноса, аэродинамики, гидродинамики и прочности на высокопараллельных ЭВМ.

Постановка задачи

Моделируется процесс распространения дисперсной фазы бензина, инжектированного с помощью топливной форсунки с цилиндрическим каналом (hole nozzle), в воздухе при повышенном давлении и температуре. Сопло форсунки представляет собой цилиндрический канал внутренним диаметром 0.15 мм. Начальное давление газовой среды $P_n = 1$ МПа, начальная температура $T_n = 500$ К. Давление на входной границе форсунки составляет $P_\phi = 10$ МПа, температура $T_\phi = 500$ К. Объем инжектированного бензина составляет 2.19 мм^3 , время впрыска составляет $t_b = 1.51 \text{E-3}$ с, начальная скорость частиц $U_\phi = 60$ м/с. Плотность частиц составляет $\rho = 857 \text{ кг/м}^3$, вязкость принималась равной $\mu = 3.54 \text{E-6}$ м²/с, коэффициент поверхностного натяжения $\sigma = 0.028$ Н/м. Начальная температура частиц $T_\phi = 380$ К. Моделирование проводится на неструктурированных гексагональной и полигональной расчетных сетках с использованием модели турбулентности SST Menter [25]. Работа проводится в два этапа: на первом в стационарном режиме устанавливается сошедшееся поле скоростей, на втором этапе в нестационарном режиме осуществляется впрыск частиц топлива.

Схема форсунки представлена на рис. 1. Сопло представляет собой короткий цилиндрический канал внутренним диаметром 0,15 мм, через который бензин под давлением вбрасывается в воздушную камеру. В данной работе моделируется вброс топлива, дробление и испарение капель. Горение бензино-воздушной смеси не рассматривается.

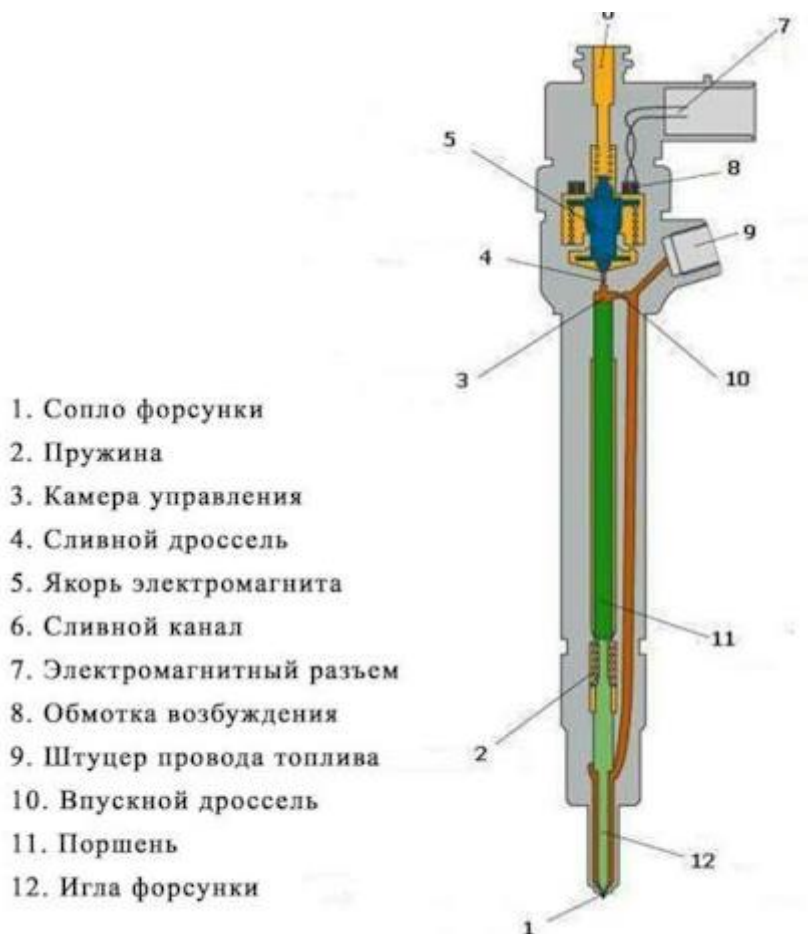


Рис. 1. Схема топливной форсунки

Fig. 1. Fuel injector scheme

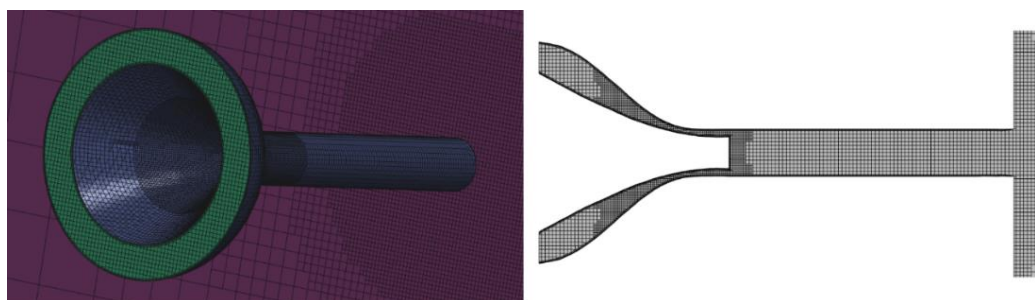
Расчетная область представляет собой цилиндр диаметром 0,04 м и высотой 0,1 м, к которому пристыкована форсунка наружным диаметром $\sim 0,001$ м и высотой 0,0015 м. Размеры расчетной области выбраны таким образом, чтобы минимизировать влияние ее границ на поток газа, выходящий из форсунки. Общий вид расчетной области представлен на рис. 2.



Рис. 2. Общий вид расчетной области

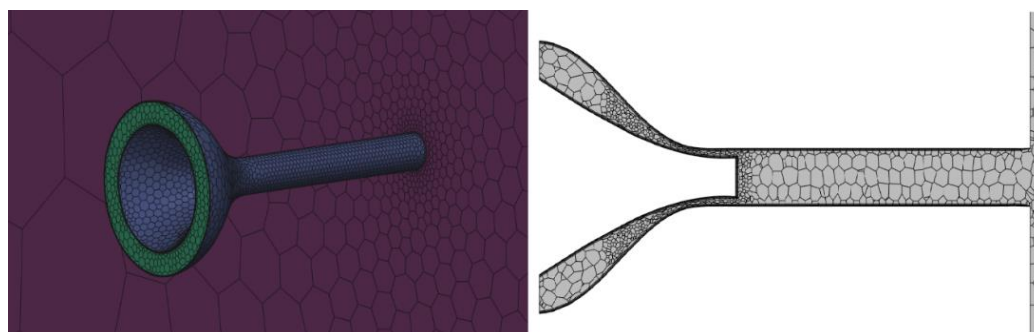
Fig. 2. General view of the computational domain

На рис. 3 и 4 представлены общий вид и центральное продольное сечение форсунки при использовании гексагональной и полигональной сеточных моделей. Предварительное тестирование показало, что расчетная сетка на участке распространения и испарения струи топлива должна быть однородной, т.е. не иметь локальных измельчений. В противном случае возможно наблюдение искажение поля концентрации испаренного вещества на границах раздела ячеек с разными размерами.



**Рис. 3. Общий вид и продольное сечение форсунки
(гексагональная расчетная сетка, 1 500 000 ячеек)**

**Fig. 3. General view and longitudinal section of the injector
(hexagonal computational grid, 1,500,000 cells)**



**Рис. 4. Общий вид и продольное сечение форсунки
(полигональная расчетная сетка, 500 000 ячеек)**

**Fig. 4. General view and longitudinal section of the injector
(polygon computational mesh, 500,000 cells)**

При моделировании процессов дробления и распространения частиц инжектор дисперсной фазы располагается вблизи выхода из форсунки и имеет диаметр, равный диаметру форсунки. Таким образом, на первом шаге происходит первичный распад частицы на более мелкие, согласно используемой модели WAVE. Далее измельченные в результате дробления и испарения частицы переносятся потоком газа. Вектор начальной скорости частиц совпадает с вектором скорости газового потока. В работе [7] приводятся данные по глубине прохождения струи топлива и соотношению инжектированной и испаренной массы на моменты времени – 0.5, 0, 0.5 и 1 мс после окончания впрыска. Время впрыска равно $t_b = 1.51E-3$ с, таким образом, полное время расчета модели $t_{сч} = 2.5E-3$ с. Шаг по времени в данной работе составляет $t_{ш} = 5E-5$ с. В качестве эталонных данных для контроля корректности моделирования выступают значения глубины проникновения частиц топлива, значения отношения массы испаренного топлива к массе инжектированного в различные моменты времени, а также профиль массовой концентрации испаренного топлива в радиальных координатах на расстоянии 30 мм от выхода форсунки [7].

На рис. 5 представлены графики зависимости длины проникновения частиц бензина от времени для различных типов расчетной сетки, а также график, соответствующий эксперименту [7]. Видно, что результаты расчета длины проникновения струи топлива на гексагональной расчетной сетке более близки к экспериментальным значениям: максимальное расхождение в результатах наблюдается за 0.5 мс до окончания впрыска и составляет ~ 5 %. Максимальное расхождение на момент окончания расчета составляет около 2.5 %. Для расчета на полигональной сетке разница с экспериментальными данными на момент времени -0.5 мс и на момент окончания расчета составляет около 8 %. При этом результаты на момент окончания впрыска топлива практически совпадают для расчетов на обеих сетках и отличаются от экспериментальных на ~ 1 %. Ранее в работе [29] было показано, что результаты, полученные на разных типах расчетных сеток, могут незначительно отличаться.

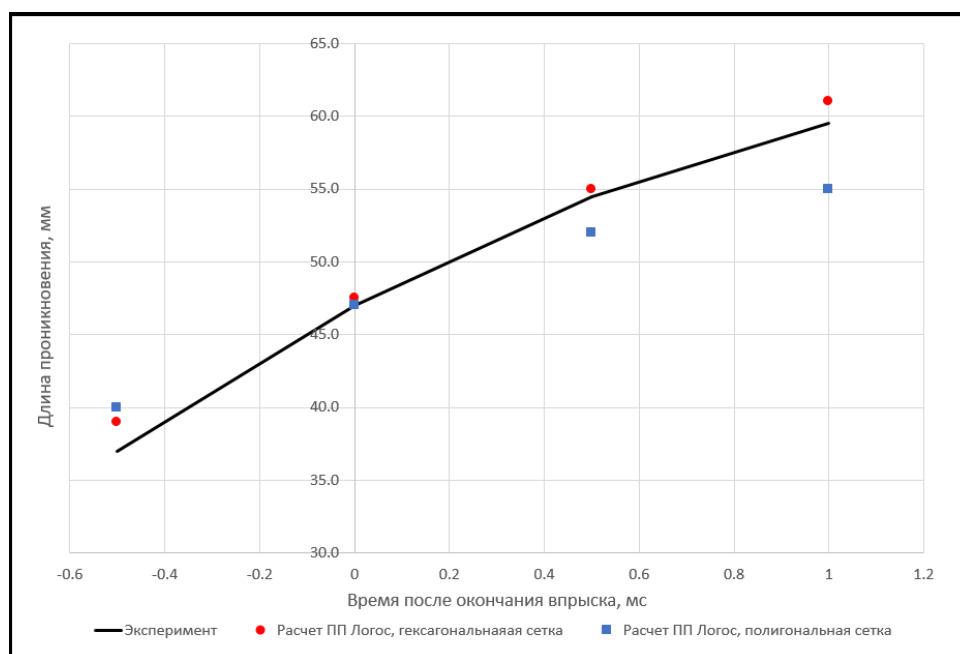


Рис. 5. Глубина прохождения дисперсной фазы топлива

Fig. 5. Depth of passage of dispersed phase of fuel

На рис. 6 представлены графики зависимости расчетного соотношения масс испаренного и инжектированного топлива от времени с соответствующим графиком, полученным в эксперименте [7]. В целом получено хорошее соответствие расчетных результатов для обеих

типов сеток с экспериментальными. Для гексагональной расчетной сетки получено расхождение в пределах 2-16 % в различные моменты времени, для полигональной – в пределах 3.5-15 %.

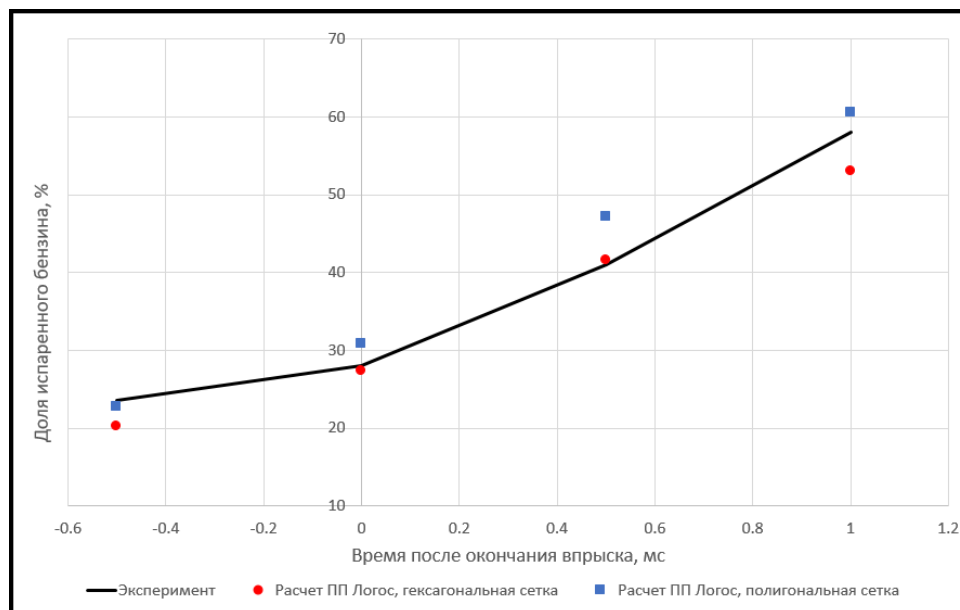


Рис. 6. Соотношение испаренного и инжектированного топлива

Fig. 6. Ratio of evaporated and injected fuel

На рис. 7 представлены профили массовой концентрации испаренного топлива в радиальных координатах в плоскости, перпендикулярной распространению струи топлива и расположенной на расстоянии 30 мм от выходного отверстия форсунки, для расчетов на гексагональной и полигональной сетках. Расчет с использованием гексагональной сетки показал меньшее по сравнению с экспериментальным значение массовой концентрации паров бензина около центральной оси распространения струи. Разница составила около 12 %. Напротив, расчет с использованием полигональной сетки показал большее по сравнению с экспериментальным значение массовой концентрации паров бензина около центральной оси. Разница составила около 30 %.

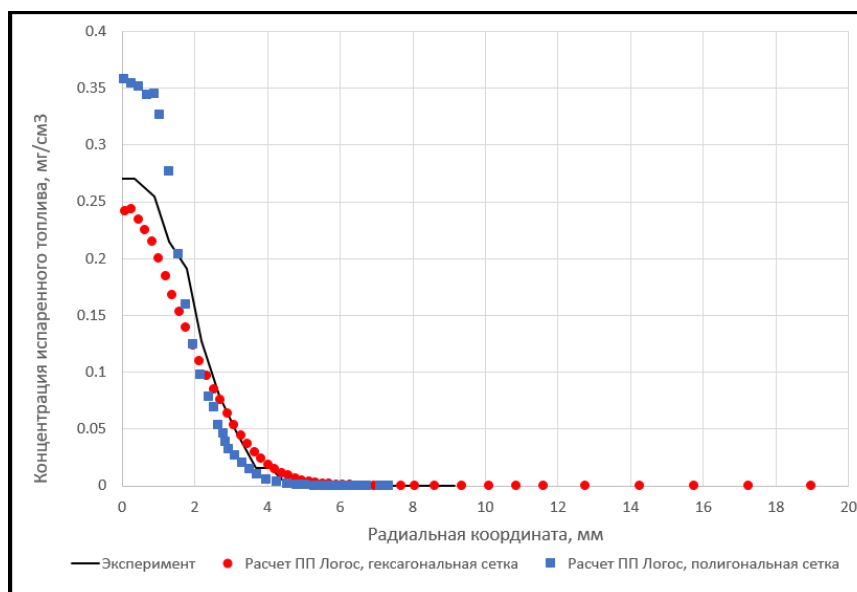


Рис. 7. Профиль массовой концентрации инжектированного топлива

Fig. 7. Mass concentration profile of injected fuel

На рис. 8 представлены картины распределения массовой концентрации испаренного бензина в центральном продольном сечении расчетной области в различные моменты времени.

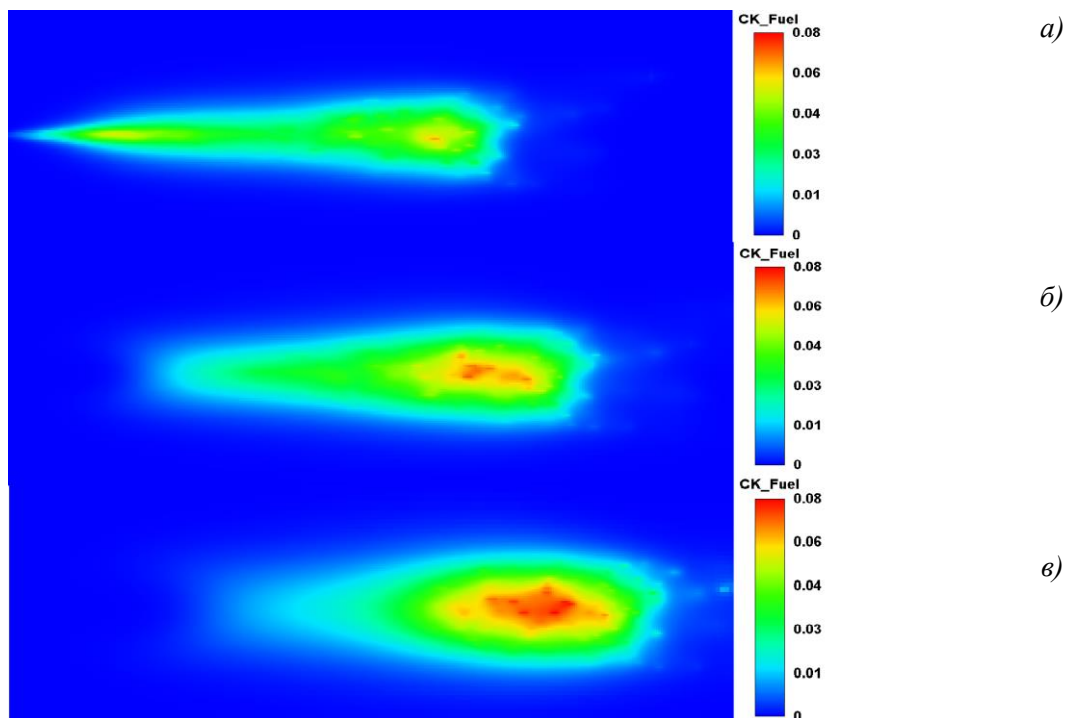


Рис. 8. Пространственное распределение концентрации испаренного бензина:

a) $t=1.5$ мс (момент окончания впрыска), б) $t=2.0$ мс, в) $t=2.5$ мс

Fig. 8. Spatial distribution of evaporated gasoline concentration:

a) $t = 1.5$ ms (injection end time), b) $t = 2.0$ ms, c) $t = 2.5$ ms

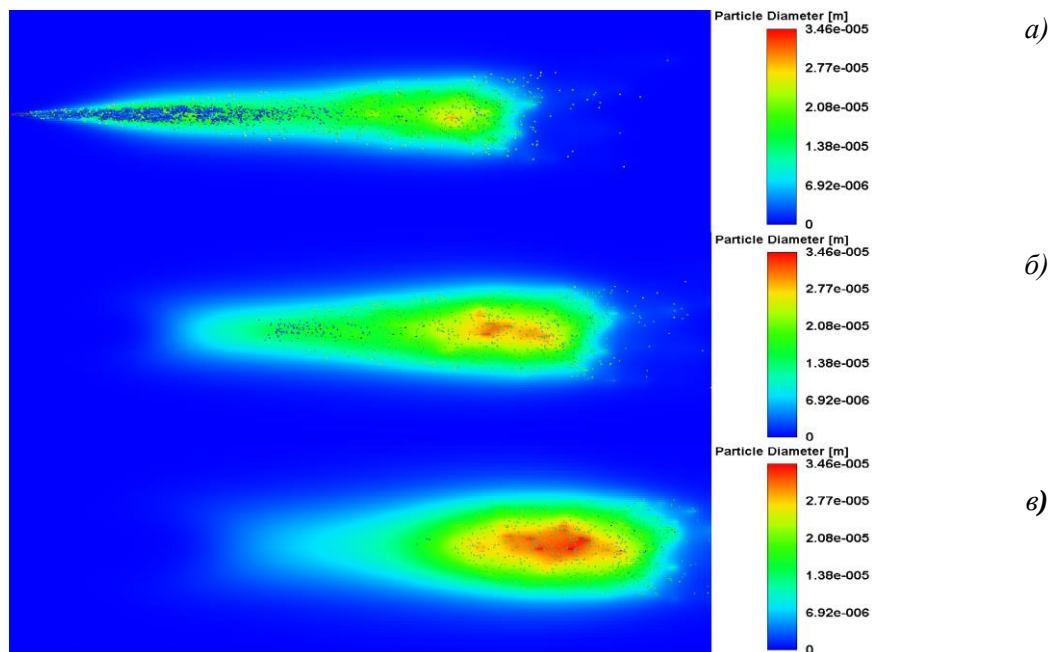


Рис. 9. Пространственное распределение частиц бензина:

a) $t=1.5$ мс (момент окончания впрыска), б) $t=2.0$ мс, в) $t=2.5$ мс

Fig. 9. Spatial distribution of gasoline particles:

a) $t = 1.5$ ms (injection end time), b) $t = 2.0$ ms, c) $t = 2.5$ ms

На рис. 9 представлены картины распределения частиц бензина в центральном продольном сечении расчетной области в различные моменты времени. Как видно из плотности струи и угла разлета, в начале впрыска частицы распространяются, не испытывая сильного влияния со стороны окружающего газа. По мере распространения их скорость падает, и они «группируются», формируя облако большего поперечного сечения, поэтому дельта пройденного расстояния также падает со временем, что можно наблюдать на графике на рис. 5. Такое поведение согласуется с наблюдениями, приведенными в нескольких работах, в частности [5,7]. В данной работе не проводились подробные исследования диаметров частиц, однако на изображениях видно, что средний диаметр частиц около центральной оси распространения меньше, чем на удалении от нее. Это согласуется с результатами, приведенными в работе [9].

Заключение

В работе представлены результаты численного моделирования распространения, дробления и испарения дисперсной фазы бензина в турбулентном газовом потоке при повышенном давлении и температуре с помощью ПП «Логос». Дисперсная жидкая фаза моделировалась с помощью метода лагранжевых частиц. Численное моделирование проводилось на гексагональной и полигональной расчетных сетках. Исследуется поведение струи жидких капель и формирование смеси испаренного топлива в многокомпонентном окружающем газе. В качестве объектов для оценки валидности ПП «Логос» служат характерные величины проникновения струи топлива, отношения массы испаренного топлива к инжектированному, профиль пятна испаренного бензина на расстоянии 30 мм от выхода форсунки. Проведено сравнение этих величин с опубликованными экспериментальными данными. По результатам работы можно сделать вывод, что расчетные величины находятся в хорошем соответствии с экспериментальными. Полученные данные и приемы будут использованы в дальнейшем для моделирования характерных процессов, происходящих в ДВС различных типов.

Результаты получены при финансовой поддержке национального проекта «Наука и университеты» в рамках программы Минобрнауки РФ по созданию молодежных лабораторий № FSWE-2024-0001 (научная тема: «Разработка численных методов, моделей и алгоритмов для описания течений жидкостей и газов в естественных природных условиях, и условиях функционирования промышленных объектов в штатных и критических условиях на суперкомпьютерах экса- и зеттапроизводительности»).

Библиографический список

1. **Nishida K.**, K.Li, T.Matsuo et al. Small Injection Amount Fuel Spray Characteristics Injected by Hole Type Nozzle for D.I. Diesel Engine. SAE Int J. Engines. Vol. 8. Issue 1. Jan 2015.
2. **Pickett L.M.**, S. Kook, T.C. Williams. Transient Liquid Penetration of Early-Injection Diesel Sprays. SAE Int J. Engines. Jan 2009. Vol. 2. Issue 1.
3. **Navi M.**, N. Uwa, Yu. Ueda et al. Droplets Behavior and Evaporation of Diesel Spray Affected by Ambient Density after Pilot Injection. Tokushima University. 2015.
4. **Сыродой, С.В.** Дробление капель водоугольного топлива в потоке воздуха / С.В. Сыродой, Р.Р. Замалтдинов, А.С. Познахарев // Известия Томского политехнического института. 2024. Т. 335. № 7. С. 7-19.
5. **Alfuso S.**, L. Allocca, M. Auriemma et al. Analysis of a High Pressure Diesel Spray at High Pressure and Temperature Environment Conditions. SAE World Congress, Detroit. 2005. April 11-14, 2005.
6. **Gong Yun-yi**, Lin-hua You. An Investigation on Droplet Size Distribution and Evaporation of Diesel Fuel Sprays at High Injection Pressure by Using Laser Diagnostic Technics. SAE International Congress and Exhibition, Detroit. 1992. February 24-28.
7. **Chato M.**, S.Fukuda. Fuel Spray Evaporation and Mixture Formation Processes of Ethanol. Gasoline Blend Injected by Hole-Type Nozzle for DISI Engine.

8. **Sazhin S.S.**, S.B. Martynov, T. Kristiadi et al. Diesel fuel spray penetration, heating, evaporation and ignition: modelling vs experimentation. *Int J. Eng. Systems Modeling and Simulation*. 2008. V.1. № 1.
9. **Li T.**, K. Nishida, H. Hiroyasu. Droplet size distribution and evaporation characteristics of fuel spray by a swirl type atomizer. *Fuel*. 2011. 90. 2367-2376.
10. **Csemany D.**, V. Jozsa. Fuel Evaporation in an Atmospheric Premixed Burner: Sensitivity Analysis and Spray Vaporization. *Processes*. 2017. Dec 7.
11. **Сипатов, А.М.** Применение методов трехмерного моделирования при конструировании пневматических форсунок / А.М. Сипатов, С.А. Карабасов, Л.Ю. Гомзилов [и др.] // Вычислительная механика сплошных сред. 2013. Т. 6. № 3. С. 346-353.
12. **Renksizbulut M.**, M.C. Yuen. Numerical Study of Droplet Evaporation in a High-Temperature Stream // *Journal of Heat Transfer*. 1983. May. Vol. 105/389.
13. **Abramzon B.**, W.A. Sirignano. Droplet vaporization model for spray combustion calculations. *Int. J. Heat Mass Transfer*. 1989. Vol. 32. No. 9. Pp. 1605-1618.
14. **Kuleshov, A.S.** Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range [Электронный ресурс] // Режим доступа: <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/2005-01-2119/> (дата обращения 03.03.2025).
15. **Арефьев, К.Ю.** Моделирование процесса дробления и испарения капель нереагирующей жидкости в высокоскоростных газодинамических потоках / К.Ю. Арефьев, А.С. Кулешов // Теплофизика и аэромеханика. 2015. Т. 22. № 5. С. 609-620.
16. **Флетчер, К.** Вычислительные методы в динамике жидкости. В 2 т. – М.: Мир, 1991. – 552 с.
17. **Ландау, Л.Д.** Теоретическая физика. Том VI. Гидродинамика / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – М.: Наука, 1988. – 736 с.
18. **Лойцянский, Л.Г.** Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1979. – 904 с.
19. **Оран, Э.** Численное моделирование реагирующих потоков / Э. Оран, Дж. Борис. – М.: Мир, 1990. – 664 с.
20. **Hirt C.W.**, B.D. Nichols. Volume of fluid (VOF) method for the dynamics of free boundaries. *J. Comput. Phys*. 1981. V. 39, № 1. P. 201-225.
21. **Козелков, А.С.** Оценка численной диффузии метода конечных объемов при моделировании конденсации с использованием односкоростной многофазной модели жидкости со свободной поверхностью / А.С. Козелков, А.Ю. Пузан // Инженерная физика. 2024. № 11. С. 41-54.
22. **Darab H.G.** Experimental and CFD Analysis of Sloshing in Water, Liquid Hydrogen and Liquefied Natural Gas Tanks. Master's thesis in Product and System Design, Norwegian University of Science and Technology. 2021. December.
23. **Reitz R.D.** Mechanism of Atomization Processes in High Pressure Vaporizing Spray. *Atomization and Spray Technology*. 1987. Vol. 3. P.309-337.
24. **Dukowicz J.K.** Quasi-steady droplet change in the presence of convection. Informal Report Los Alamos Sci. Lab. 1079. LA7997-MS.
25. **Menter F.R.** Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA J*. 1994. V. 32, N. 8. P. 1598-1605.
26. **Sarazov A.V.**, Kozelkov A.S. Modification of the IDW method for numerical simulation of aerodynamics problems on large grids. *Siberian Electronic Mathematical Reports*. 2024. V. 21. № 2. Pp. 591-620. DOI: 10.33048/semi.2024.21.042/
27. **Козелков, А.С.** Оценка численной диффузии метода конечных объемов при моделировании конденсации с использованием односкоростной многофазной модели жидкости со свободной поверхностью / А.С. Козелков, А.Ю. Пузан // Инженерная физика, 2024. № 11. С. 41-44.
28. **Козелков, А.С.** Учет шероховатости поверхности при моделировании процессов обледенения / А.С. Козелков, Н.Г. Галанов // Экологические системы и приборы. 2024. № 10. С. 58-69.
29. **И.В. Семенов** Разработка в рамках модуля «ЛОГОС» для моделирования аэрогидродинамики и теплопереноса программных средств расчета процессов распространения капель углеводородных топлив в газовой среде с учетом испарения и дробления.
30. Веб-сайт ПП «Логос»: <http://logos.vniief.ru/products/logos>

Дата поступления

в редакцию: 24.03.2025

Дата принятия

к публикации: 03.07.2025