

**АНАЛИЗ МЕТОДОВ МАТЕМАТИЧЕСКОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ  
ГАЗОДИЗЕЛЬНОГО РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ  
ВОЗМОЖНОСТИ ФОРСИРОВАНИЯ ТАНКОВОГО ДИЗЕЛЯ**

**ANALYSIS OF THE METHODS OF MATHEMATICAL MODELING  
OF THE GAS-DIESEL WORK CYCLE TO DETERMINE  
THE POSSIBILITY OF FORCING A TANK DIESEL**

*А.П. Проговоров, д-р техн. наук Д.В. Шабалин*

*A.P. Progovorov, D.Sc. D.V. Shabalin*

*Филиал ВА МТО им. А.В. Хрулева (г. Омск)*

На сегодняшний день универсальным боевым средством, способным решать широкий спектр боевых задач, были и остаются танки. Основной задачей, которую должен решать танк в современных условиях, является уничтожение как с места так и с ходу бронированных и небронированных машин и живой силы противника, что обуславливает гармоничное развитие его основных боевых свойств: огневая мощь, защищенность, подвижность и командная управляемость. При движении под огнем противника, когда скорость объекта становится одновременно и фактором защищенности, реализация одного из известных способов кратковременного увеличения удельной мощности объекта выше установленной для улучшения подвижности является актуальной задачей. В статье приведен анализ методов математического моделирования газодизельного рабочего цикла. В результате проведенного анализа установлены закономерности влияния динамики тепловыделения и температуры сжатия топлива на самовоспламенение метана в камере сгорания и особенности моделирования рабочих процессов при конвертации высокофорсированного танкового дизеля в газодизель.

**Ключевые слова:** бронетанковое вооружение, подвижность, боевая эффективность, моделирование, газодизельный рабочий цикл, метан, концентрация.

To date, tanks have been and remain a universal combat vehicle capable of solving a wide range of combat tasks. The main task that a tank must solve in modern conditions is the destruction both from the spot and immediately of armored and unarmored vehicles and enemy manpower, which causes the harmonious development of all four combat properties, including mobility. When moving under enemy fire, when the speed of the object becomes both a factor of security, the implementation of one of the known methods of short-term increase in the specific power of the object above the established is an urgent task. The article presents an analysis of methods of mathematical modeling of the gas-diesel working cycle. As a result of the analysis, the regularities of the influence of the dynamics of heat release and the compression temperature of fuel on the spontaneous ignition of methane in the combustion chamber and the features of modeling work processes during the conversion of high-powered tank diesel into gas diesel were established.

**Keywords:** armored armament, mobility, combat effectiveness, simulation, gas-diesel duty cycle, methane, concentration.

В работах отечественных, а также зарубежных авторов, посвященных истории и перспективам развития бронетанкового вооружения (БТВ), подчеркивается, что наиболее универсальным боевым средством, способным решать широкий спектр боевых задач, были и остаются танки, что в свою очередь и обуславливает их роль в современных военных конфликтах как основной ударной силы сухопутных войск [1].

Главными задачами, которые должен решать танк в современных условиях, следует считать длительное ведение боевых действий с целью уничтожения как с места так и с ходу бронированных и небронированных машин и живой силы противника, быстрый маневр огнем и движением на поле боя, совершение длительных маршей по дорогам и колонным путям, преодоление препятствий. Проведя анализ данных задач можно сделать вывод, что в основе совершенствования танка лежит гармоничное развитие его основных боевых свойств: огневая мощь, защищенность, подвижность и командная управляемость. Однако подвижности в настоящее время следует уделить особое внимание.

Из источника [2] следует, что при движении под огнем противника, когда скорость объекта становится одновременно и фактором защищенности, необходимая величина удельной мощности объекта  $N_{уд}$  возрастает на 30...40 % выше установленной. При этом время работы двигателей на режимах повышенной мощности относительно невелико, и встает вопрос о целесообразности дальнейшего повышения мощности силовых установок танков традиционным методом — созданием двигателей с максимальной мощностью на расчетном режиме. В этой связи, реализация одного из известных способов кратковременного форсирования силовых установок объекта БТВ для успешного решения боевых задач в специфических ситуациях, которые могут возникнуть в ходе боевых действий, является актуальной.

Методы математического моделирования газодизельного рабочего цикла имеют в своей основе те же зависимости, которые применяются при расчете дизельного цикла, дополненные или скорректированные с учетом особенностей процессов воспламенения и горения газового топлива.

Показатели идеальных замкнутых и незамкнутых термодинамических циклов определяются по «классическим» зависимостям [3].

Существуют зависимости, учитывающие наличие двух видов топлива. Например, величина термического коэффициента полезного действия (КПД) газодизеля может быть аппроксимирована выражениями:

$$\eta_t = \begin{cases} 1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,43-\alpha-0,15}}, & \alpha < 1; \\ 1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,44-\alpha+0,236}}, & 1 \leq \alpha \leq 1,8; \\ 1 - \frac{1}{\varepsilon^{0,0113-\alpha+0,295}}, & 1,8 < \alpha \leq 3,4, \end{cases} \quad (1)$$

где  $\varepsilon$  — степень сжатия;  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха в газодизеле, учитывающий наличие газового и жидкого топлива.

Уравнения вида (1) являются полуэмпирическими и корректны только для конкретных моделей двигателей внутреннего сгорания (ДВС), они не отражают физическую сущность процессов и могут быть использованы только для предварительной оценки влияния тех или иных параметров на показатели идеального цикла. Из системы уравнений (1) следуют два вывода:

– чем больше степень сжатия, тем больше термический КПД (тривиальный вывод для любого поршневого ДВС);

– чем меньше коэффициент избытка воздуха (например, из-за частичного замещения его газовым топливом), тем меньше термический КПД.

Последний факт имеет существенное значение при конвертировании дизеля в газодизель, так как из него следует, что без дополнительных конструктивных мероприятий (например, повышения давления наддува или охлаждения наддувочного воздуха) энергетическая эффективность рабочего цикла газодизельной модификации всегда будет меньше, чем у базового дизеля.

В основе любой математической модели поршневого ДВС лежит характеристика (закон) тепловыделения, который определяется кинетикой химических реакций в камере сгорания (КС) и их динамикой, основанной на системе уравнений Аррениуса для каждой реакции [4]:

$$k_f = A \cdot T^b \cdot \exp\left(\frac{-E_a}{R \cdot T}\right),$$

где  $A$  — коэффициент;  $b$  — показатель степени;  $E_a$  — энергия активации;  $R$  — газовая постоянная;  $T$  — температура.

Скорость реакции (скорость изменения концентрации реагентов) определяется по уравнению:

$$W = \frac{dC_{12}}{dt} = -k_f \cdot C_1^c \cdot C_2^d,$$

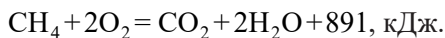
где  $c, d$  — показатели степени;  $C$  — концентрация реагента; 1, 2 — номер реагента.

Тепловой эффект реакции вычисляется с применением закона Г.И. Гесса. Следствием закона является то, что тепловой эффект реакции равен разности сумм теплот образования  $\Delta H_f$  продуктов реакции и исходных веществ, умноженных на стехиометрические коэффициенты  $\nu$ :

$$\Delta H = \sum (\nu_i \cdot \Delta H_{f,i}^0)_{in} - \sum (\nu_i \cdot \Delta H_{f,i}^0)_{out},$$

где  $i$  — номер реагента;  $in$  и  $out$  — исходные вещества и продукты реакции, соответственно.

Существует большое число кинетических механизмов окисления углеводородных топлив, пригодных для моделирования рабочего цикла ДВС. В простейшем случае горение метана может быть описано одностадийной брутто-реакцией:



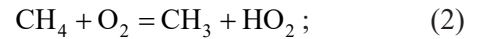
Точность модели далеко не всегда пропорциональна её сложности, так как с увеличением числа уравнений и реагентов растет количество неопределенных величин, например констант скоростей прямых и обратных реакций, увеличиваются погрешности задания начальных и граничных условий, численного решения, неопределенности влияния газодинамических процессов на химическую кинетику. Поэтому кинетический механизм должен быть соразмерен решаемой задаче. Обычно за основу берутся детальные механизмы, которые редуцируются путем сокращения реакций, слабо влияющих на общую динамику, оцениваемую, например, по длительности характерных процессов.

Существуют различные методы редуцирования кинетических механизмов, в том числе: метод редуцирования уравнений химической кинетики для течений многокомпонентных высокотемпературных газов на основе метода частичного локального равновесия; метод, основанный на выделении реакций с относительно большим

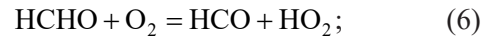
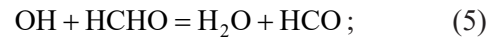
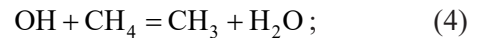
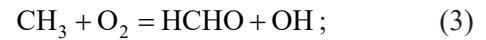
временным масштабом; метод графов прямых связей (Directed Relation Graph); метод вычислительных сингулярных возмущений (Calculation Singular Perturbation).

«Классический» цепной кинетический механизм окисления метана был предложен Н.Н. Семеновым [5], он включает следующие реакции:

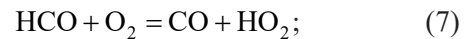
– соударение двух активированных молекул метана и кислорода, в результате которых образуются два монадикала  $\text{CH}_3$  и  $\text{HO}_2$ :



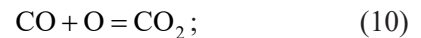
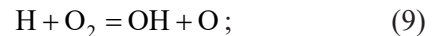
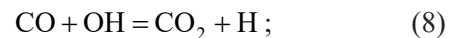
– продолжение реакции с участием радикалов  $\text{OH}$  и  $\text{HCO}$ :



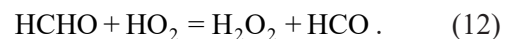
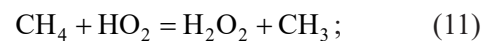
– образование оксида углерода, инициализирующего цепную реакцию:



– цепная реакция:



– промежуточные реакции:



Впрыск дизельного топлива через форсунку существенно увеличивает масштаб турбулентных пульсаций и приводит к интенсификации процессов теплообмена и горения метановоздушной смеси в КС. Специально для решения задач моделирования рабочих процессов в КС газодизеля Р. Dimitiou [6] был разработан кинетический

механизм (47 реагентов и 87 реакций), в основе которого лежит редуцированная схема окисления нормального гептана (1391 реагент и 5935 реакций), дополненная реакциями горения метана, образования метиловых радикалов и оксидов азота.

Для упрощения математического описания сложных многостадийных реакций часто используют их условное разделение на макростадии. Например, Г.И. Козловым [7], на основе механизма Н.Н. Семенова (2)–(12) предложены уравнения для определения скорости изменения концентрации CO и CO<sub>2</sub>:

$$\frac{dC_{CO}}{d\tau} = 7 \cdot 10^8 \cdot \frac{C_{CH_4}^{-0,5} \cdot C_{O_2}^{1,5}}{T} \cdot e^{\frac{60000}{R \cdot T}}; \quad (13)$$

$$\frac{dC_{CO_2}}{d\tau} = 1,04 \cdot 10^{12} \cdot \frac{C_{CO} \cdot C_{O_2}^{0,25} \cdot C_{H_2O}^{0,5}}{T^{0,25}} \cdot e^{\frac{32000}{R \cdot T}}. \quad (14)$$

В работе Т.Р. Софеев [8] для нормальных атмосферных условий и коэффициента избытка топлива 0,6...1,6 предложено уравнение для определения скорости горения метана:

$$W = 2,5 \cdot 10^{12} \cdot \exp\left(\frac{-24355}{T}\right) \cdot C_{CH_4}^{0,2} \cdot C_{O_2}^{1,3}. \quad (15)$$

С. Van Tiggelen [9] предложено уравнение для коэффициента избытка топлива 0,65...1,35, в котором скорость реакции зависит только от текущей концентрации метана:

$$W = 5,6 \cdot 10^{12} \cdot \exp\left(\frac{-103800}{R \cdot T}\right) \cdot C_{CH_4}. \quad (16)$$

В работе D. Bradley и G.F. Hundy [10] для  $P = 0,025 \dots 0,15$  МПа и коэффициента избытка топлива 0,7...1,2 скорость реакции зависит от концентрации промежуточных реагентов:

$$W = 3,36 \cdot 10^{12} \cdot \exp\left(\frac{-39080}{R \cdot T}\right) \times C_{CO} \cdot C_{O_2}^{0,25} \cdot C_{H_2O}^{0,5}. \quad (17)$$

Уравнения (13)–(17) являются комбинацией подходов, основанных на уравнениях химической кинетики и аппроксимации экспериментальных данных.

Для моделирования химических процессов в КС рационально использовать реакторный подход, то есть разделение КС на объёмы (зоны) с усредненными параметрами. Процессы горения на каждом расчетном шаге рассчитываются параллельно в каждом реакторе, затем моделируется массо- и теплообмен между реакторами. В работе Л.В. Рудакова [11] предложены зонная модель воспламенения и турбулентного горения метано-воздушной среды в цилиндре дизеля с турбонаддувом в КС типа ЦНИДИ, в основе которых лежит уравнение реакции переноса для зоны горения:

$$N \cdot \frac{d^2 C_i}{dz^2} + W_i = 0,$$

где  $N$  — скалярная диссипация;  $C_i$  — концентрация  $i$ -го реагента;  $z$  — восстановленная концентрация топлива;  $W_i$  — скорость образования/расходования  $i$ -го реагента.

Математическая модель развиваемая в Южно-Уральском государственном университете, основана на законе тепловыделения И.И. Вибе, модифицированном Е.А. Лазаревым [12], который является полуэмпирическим, так как базируется на уравнении Аррениуса и включает эмпирические коэффициенты:

$$x = \sum_{i=1}^2 \left( \Delta_i \cdot \left( 1 - e^{-k \cdot \left( \frac{\varphi_i}{\varphi_z} \right)^{m+1}} \right) \right), \quad (18)$$

где  $i$  — период сгорания (1 — начальный, 2 — основной);  $\Delta$  — доля топлива, сгорающего в соответствующий период;  $\varphi$  — поворота коленчатого вала двигателя;  $\varphi_z$  — продолжительность периода;  $m$  — показатель сгорания;  $k$  — коэффициент И.И. Вибе.

В дальнейшем эта модель была использована В.Г. Камалтдиновым [13] для расчетной оптимизации рабочих процессов газодизеля на базе танкового двигателя типа ЧН15/16. Применение функции И.И. Вибе (18) целесообразно при наличии достаточного количества экспериментальных данных, позволяющих определить величины показателей  $\Delta$ ,  $m$  и  $\varphi_z$ , входящих в уравнение (18) и зависящих от режима работы двигателя.

Уравнение для определения периода задержки воспламенения (ПЗВ) учитывает суммарное стехиометрическое соотношение жидкого топлива и метана ( $st$ ):

$$\tau_i = 2,4 \cdot \varphi^{-0,2} \cdot P^{-1,02} \cdot e^{\frac{E_a}{R \cdot T}};$$

$$\varphi = \frac{m_f / m_{O_2}}{(m_f / m_{O_2})_{st}};$$

$$(m_f / m_{O_2})_{st} = \frac{m_f + m_{CH_4}}{3,045 \cdot m_f + 3,612 \cdot m_{CH_4}},$$

где  $m_f$  — масса жидкого топлива.

Доля сгоревшего жидкого топлива на каждом расчетном шаге и для каждого парселя жидкого топлива определяется системой уравнений:

$$\Delta m_f = \begin{cases} \frac{m_{air} \cdot m_{fg}}{m_{fg} + m_{CH_4}} \cdot \frac{1}{L}, & \varphi > 1; \\ m_{fg}, & \varphi < 1; \\ \frac{dm_{fch}}{d\tau} \cdot \Delta\tau, & \Delta m_f > \Delta m_{fch}; \end{cases}$$

$$\Delta m_{CH_4} = \begin{cases} \frac{m_{air} \cdot m_{CH_4}}{m_f + m_{CH_4}} \cdot \frac{1}{L}, & \varphi > 1; \\ m_{CH_4}, & \varphi < 1; \\ \frac{dm_{CH_4ch}}{d\tau} \cdot \Delta\tau, & \Delta m_{CH_4} > \Delta m_{CH_4ch}, \end{cases}$$

где  $L$  — стехиометрическое соотношение воздух/топливо;  $m_{fg}$  — масса паров топлива в парселе.

В работе R.G. Paragiannakis [14] теоретически установлено и экспериментально доказано, что фронт пламени в метано-воздушной смеси распространяется перпендикулярно оси топливного факела. R.J. Tabaczynski и C.R. Ferguson [15] предложено уравнение, описывающее динамику вовлечения рабочего тела в зону горения:

$$\frac{dm_e}{d\tau} = \rho_g \cdot A_f \cdot (S_L + u'),$$

где  $\rho_g$  — плотность метано-воздушной смеси;  $A_f$  — площадь фронта пламени;  $S_L$  — скорость фронта ламинарного пламени;  $u'$  — интенсивность турбулентности.

Соответственно, скорость сгорания метана:

$$\frac{dm_{CH_4}}{d\tau} = \frac{m_e - m_{CH_4}}{\tau'},$$

где  $\tau'$  — характеристическое время.

В работе Р.З. Кавтарадзе [16], предложено выражение для определения ПЗВ газодизеля:

$$\tau_i = 1,76 \cdot P^{-0,866} \cdot e^{\frac{2490}{T}}.$$

G. Prakash и A.B. Shaik [17] предложено уравнение:

$$\tau_i = C_{df}^k \cdot (0,36 + 0,22 \cdot c_m) \times \left[ e^{\frac{E_a}{R \cdot T} \cdot \left( \frac{1}{\varepsilon^{n-1}} - \frac{1}{17190} \right) + \left( \frac{21,2}{P \cdot \varepsilon^n - 12,4} \right)^{0,63}} \right],$$

где:  $C_{df}$  — отношение суммарной массовой концентрации топлива в КС к концентрации дизельного топлива;  $c_m$  — средняя скорость поршня;  $n$  — коэффициент политропы сжатия;  $\varepsilon$  — степень сжатия.

Необходимо обратить внимание, что в основе большинства формул для определения ПЗВ лежит уравнение Аррениуса, а для определения коэффициентов используются эмпирические данные, полученные при испытаниях гражданских ДВС. Особенностью конвертации гражданских дизелей в газодизели является то, что для уменьшения динамических нагрузок вследствие быстрого сгорания топлива часто применяется снижение степени сжатия или давления наддува. Кроме того, температуры сжатия таких ДВС существенно ниже температуры самовоспламенения метана. Кратковременное форсирование ДВС не предполагает снижение степени сжатия или давления наддува. Для высокофорсированного танкового дизеля характерны более высокие температуры сжатия, влекущие самовоспламенение метана до момента воспламенения дизельного топлива, что существенно влияет на показатели закона выгорания топлива и накладывает ограничения на применение тех или иных формул для их определения.

Модель термодинамических процессов в КС газодизеля не отличается от моделей для других типов двигателей, обычно она основана на системе уравнений массового и энергетического балансов рабочего тела в КС [18]:

$$\frac{dH}{d\tau} + \frac{dm}{d\tau} \cdot u(T, C) + \frac{dQ_{int}}{d\tau} + \frac{dQ_{in}}{d\tau} + \frac{dQ_{out}}{d\tau} + \frac{dQ_w}{d\tau} + \frac{dU}{d\tau} + P \cdot \frac{dV}{d\tau} = 0;$$

$$\frac{dm_{int}}{d\tau} + \frac{dm_{in}}{d\tau} + \frac{dm_{out}}{d\tau} = 0,$$

где  $H$  — энтальпия газов;  $Q_{int}$ ,  $Q_{in}$ ,  $Q_{out}$ ,  $Q_w$  — теплота внутренних источников (например, выделяемая в процессе сгорания топлива), поступающая с газами на впуске, уходящая на выпуске и теряемая теплообменом со стенками КС;  $m$  — масса газа;  $m_{int}$ ,  $m_{in}$ ,  $m_{out}$  — масса газа от внутренних источников (например, продукты сгорания топлива), поступающая на впуске и уходящая на выпуске;  $C$  — вектор концентрации компонентов;  $u$  — удельная внутренняя энергия газа;  $U$  — внутренняя энергия газа;  $V$  — объём газа.

Наиболее точные результаты расчета рабочих процессов в КС газодизеля могут быть получены с применением CFD-моделей, основанных на численном решении уравнений Навье-Стокса и Фурье:

$$\rho \cdot \left( \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \cdot \vec{v} \right) = -\nabla \cdot p + \eta \cdot \Delta \vec{v} + \left( \zeta + \frac{\eta}{3} \right) \cdot \nabla \cdot \text{div } \vec{v};$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \cdot \vec{v}) = 0;$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} - a^2 \cdot \nabla^2 \cdot u = f(r, t),$$

где  $\eta$  — коэффициент динамической вязкости;  $\zeta$  — объёмная вязкость;  $\vec{v}$  — вектор скоростей;  $u$  — функция температуры;  $a$  — коэффициент температуропроводности;  $r$  — координата;  $f(r, t)$  — функция тепловых источников.

Достаточно точные результаты прогнозирования показателей процесса распада топливной струи в условиях газодизеля даёт модель Kelvin-Helmholtz Rayleigh-Taylor (КН-РТ), разработанная под руководством R.D. Reitz [19], однако она чувствительна к размеру сетки и величине шага интегрирования. Одним из способов решения проблемы является применение технологии адаптивного измельчения сетки (AMR).

Для определения влияния турбулентности на химическую кинетику окисления топлива R.D. Reitz, в рамках CFD-модели, предложено использовать модель S.-C. Kong, которая предполагает, что кинетика зависит от масштаба

турбулентных вихрей и времени смешения (константа времени смешения определяется эмпирически, что является недостатком модели). Основным недостатком CFD-моделей — высокая трудоёмкость расчета, что затрудняет выполнение оптимизационных и сопряженных мультидоменных расчетов, создание расчетных моделей полноразмерных ДВС.

## Вывод

Таким образом, анализ существующих методов математического моделирования газодизельного рабочего цикла показал следующее:

– для моделирования рабочих процессов газодизельной модификации танкового двигателя целесообразно применение полуэмпирических зависимостей, описывающих динамику тепловыделения, основанных на уравнении Аррениуса и валидированных по результатам детального CFD-расчета процессов в КС, с применением кинетического механизма окисления дизельного топлива и метана;

– учитывая высокие значения температур сжатия высокофорсированного танкового дизеля и особенности его конвертации в газодизель, необходима расчетная оценка условий (наличия факта) самовоспламенения метана в КС и соответствующая корректировка уравнений для определения характеристики тепловыделения;

– для определения показателей процессов газо- и термодинамики, газообмена и теплообмена в газодизеле рационально применение известных зависимостей, описывающих дизельный рабочий цикл, в силу отсутствия принципиальных различий.

## Литература

1. Бабаджанян А.Х. Танки и танковые войска. Изд. 2-е, доп. — М.: Воениздат, 1980. 432 с.
2. Дорогин С.В. О выборе схемы моторной установки перспективных танков // Вестник ВА БТВ. 1978. № 4. С. 20–28.
3. Шароглазов Б.А., Старовойтов В.С., Клементьев В.В. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов. — Челябинск: Изд. ЮУрГУ. 2004. 344 с.
4. Лушпа А.И. Основы химической термодинамики и кинетики химических реакций.

Учебное пособие для студентов по специальности ДВС. — М.: Машиностроение, 1981. 240 с.

5. Семенов Н.Н. О некоторых проблемах химической кинетики и реакционной способности. — М.: Изд-во АН СССР. 1958. 686 с.

6. Dimitriou P., Tsujimura T., Kojima H., Aoyagi K., Kurimoto N., Nishijima Y. Experimental and simulation analysis of natural gas-diesel combustion in dual-fuel engines // *Advances in compression ignition natural gas-diesel dual fuel engines*. Lausanne: Frontiers Media SA. 2021. Pp. 78–91.

7. Щетинков Е.С. Физика горения газов. — М.: Наука. 1965. 740 с.

8. Coffee T.P. On simplified reaction mechanisms by oxidation of hydrocarbon fuels in flames by Westbrook and Dryer // *Combustion Science Technogy*. № 43. 1985. Pp. 333–348.

9. Van Tiggelen, C. Oxidations et Combustions. — Paris: Éditions Technip. 1968. 480 p.

10. Bradley D., Hundy G.F. Burning velocities of methane-air mixtures using hot-wire anemometers in closed vessel explosions // *13th Symposium on Combustion*. 1971. Pp. 575–595.

11. Рудаков Л.В. Улучшение эффективных показателей дизеля 4ЧН11,0/12,5 при работе на природном газе путем оптимизации процессов сгорания и тепловыделения // Автореферат дис. ...канд. техн. наук. Специальность 05.04.02. — Санкт-Петербург, 2006. 22 с.

12. Лазарев Е.А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей: учебное пособие. — Челябинск: ЧГТУ. 1995. 360 с.

13. Камалтдинов В.Г., Марков В.А., Лысов И.О. и др. Оптимизация рабочего цикла транспортного дизеля моделированием процесса сгорания двойной функцией Вибре // *Известия МГТУ «МАМИ»*. 2018. № 2. С. 48–55.

14. Papagiannakis R.G., Hountalas D.T., Kotsiopoulos P.N. Experimental and theoretical analysis of the combustion and pollutants formation mechanisms in dual fuel DI diesel engines // *SAE Technical Paper 2005-01-1726*. 2005.

15. Tabaczynski R.J., Ferguson C.R., Radhakrishnan K. A Turbulent entrainment model for spark-ignition engine combustion // *SAE Transactions*. 1977. Pp. 2414–2433.

16. Кватарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. — М.: Издательство МГТУ им. Н.Э.Баумана. 2016. 520 с.

17. Prakash G., Shaik A.B., Ramesh A. An approach for estimation of ignition delay in a dual fuel engine // *SAE technical paper 990232*. 1999. Pp. 1–7.

18. Малозёмов А.А. Математическая модель двигателя на основе системы дифференциальных уравнений энергетического и массового балансов // *Научный вестник. Повышение эффективности силовых установок колесных и гусеничных машин*. — Челябинск: ЧВВАКИУ. 2006. Выпуск 18. С. 8–15.

19. Reitz R.D., Beale J.C. Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh/Taylor Hybrid model // *Atom. Spr.* 1999. № 9 (6). Pp. 623–650.

## References

1. Babajanyan A.Kh. Tanks and tank troops. Ed. 2nd, dop. — М.: Voenizdat, 1980. 432 p.

2. Dorogin S.V., Starovoitov V.S. On the choice of a motor installation scheme for promising tanks // *Vestnik VA BTV*. 1978. No. 4. P. 20–28.

3 Sharoglazov B.A., Farafontov M.F., Klementyev V.V. Chelyabinsk Internal combustion engines: theory, modeling and calculation of processes. — Chelyabinsk: Ed. SUSU. 2004. 344 p.

4. Lushpa A.I. Fundamentals of chemical thermodynamics and kinetics of chemical reactions. Textbook for students majoring in internal combustion engines. — М.: Mechanical Engineering, 1981. 240 p.

5. Semenov N.N. On some problems of chemical kinetics and reactivity. — М.: Publishing House of the USSR Academy of Sciences. 1958. 686 p.

6. Dimitriou P., Tsujimura T., Kojima H., Aoyagi K., Kurimoto N., Nishijima Y. Experimental and simulation analysis of natural gas-diesel combustion in dual-fuel engines // *Advances in compression ignition natural gas-diesel dual fuel engines*. Lausanne: Frontiers Media SA. 2021. Pp. 78–91.

7. Shchetnikov E.S. Physics of gorenje gases. — М.: Nauka. 1965. 740 p.

8. Coffee T.P. On simplified reaction mechanisms by oxidation of hydrocarbon fuels in flames by Westbrook and Dryer // *Combustion Science Technogy*, № 43. 1985. Pp. 333–348.

9. Van Tiggelen, C. Oxidations et Combustions. — Paris: Éditions Technip. 1968. 480 p.
10. Bradley D., Hundy G.F. Burning velocities of methane-air mixtures using hot-wire anemometers in closed vessel explosions // 13th Symposium on Combustion. 1971. Pp. 575–595.
11. Rudakov L.V. Improving the effective performance of diesel 4CHN11,0/12,5 when working on natural gas by optimizing combustion and heat release processes // Abstract of dis. ... candidate of Technical Sciences. Specialty 05.04.02. — St. Petersburg, 2006, 22 p.
12. Lazarev E.A. Basic principles, methods and effectiveness of means of improving the process of fuel combustion to improve the technical level of tractor diesels: textbook. — Chelyabinsk: CHSTU. 1995. 360 p.
13. Kamaltdinov V.G., Markov V.A., Lysov I.O. et al. Optimization of the working cycle of a transport diesel engine by modeling the combustion process with a double Vibe function // Izvestiya MSTU «MAMI». 2018. No. 2. Pp. 48–55.
14. Papagiannakis R.G., Hountalas D.T., Kotsiopoulos P.N. Experimental and theoretical analysis of the combustion and pollutants formation mechanisms in dual fuel DI diesel engines // SAE Technical Paper 2005-01-1726. 2005.
15. Tabaczynski R.J., Ferguson C.R., Radhakrishnan K. A Turbulent entrainment model for spark-ignition engine combustion // SAE Transactions. 1977. Pp. 2414–2433.
16. Kvataradze R.Z. Local heat transfer in piston engines. — M.: Publishing house of Moscow State Technical University. N.E. Bauman. 2016. 520 p.
17. Prakash G., Shaik A.B., Ramesh A. An approach for estimation of ignition delay in a dual fuel engine // SAE technical paper 990232. 1999. Pp. 1–7.
18. Malozemov A.A. Mathematical model of an engine based on a system of differential equations of energy and mass balances // Scientific Bulletin. Improving the efficiency of power plants of wheeled and tracked vehicles. — Chelyabinsk: CHVVAKIU. 2006. Issue 18. Pp. 8–15.
19. Reitz R.D., Beale J.C. Modeling spray atomization with the Kelvin-Helmholtz/Rayleigh/Taylor Hybrid model // Atom. Spr. 1999. № 9 (6). Pp. 623–650.