

УДК 621.436: 621.43.052  
DOI: 10.37890/jwt.vi82.570

## **Квазизамкнутая математическая модель переходных режимов комбинированного дизеля и ее численная реализация**

**Д. В. Тимошенко<sup>1</sup>**

*ORCID: 0009-0005-8410-0707*

**А. В. Пассар<sup>2</sup>**

*ORCID: 0000-0001-6113-0202*

<sup>1</sup>*Тихоокеанский государственный университет, г. Хабаровск, Россия*

<sup>2</sup>*Вычислительный центр ДВО РАН, г. Хабаровск, Россия*

**Аннотация.** Статья посвящена актуальной проблеме повышения эффективности работы комбинированных дизелей на переходных и неустановившихся режимах. В настоящее время решение данной проблемы направлено на совершенствование системы газотурбинного наддува и проводится с широким использованием численного эксперимента, что подтверждается представленным обзором исследований. В статье рассмотрены основные положения и принципы численной реализации математической модели переходных режимов комбинированного дизеля, отличающейся расширенным математическим описанием термогазодинамических процессов в проточных частях радиально-осевой турбины и центробежного компрессора агрегата наддува, а также учитывающей волновой характер процессов в выпускном трубопроводе системы газотурбинного наддува. Центральными особенностями предлагаемой модели являются расчет тепловыделения в цилиндре в нуль-мерном приближении с учетом неполноты сгорания топлива при низких значениях коэффициента избытка воздуха, расчет процессов в неразветвленном выпускном трубопроводе в одномерном нестационарном приближении с использованием метода характеристик и граничными условиями у турбины, учитывающими переменность ее расходных и энергетических характеристик, непосредственный расчет характеристик турбины и компрессора по модели среднего радиуса меридионального сечения. Особенности численной реализации математической модели являются использование расчетной схемы «один цилиндр» и квазизамкнутое моделирование исходного установившегося режима работы комбинированного дизеля. В статье представлены основные результаты верификации и валидации предлагаемой математической модели.

**Ключевые слова:** дизельный двигатель, газотурбинный наддув, переходный режим, математическая модель, процесс сгорания, метод характеристик, выпускной трубопровод, турбокомпрессор, радиальная центростремительная турбина, центробежный компрессор

## **Quasi-closed mathematical model of transient modes of a combined diesel engine and its numerical implementation**

**Denis V. Timoshenko<sup>1</sup>**

*ORCID: 0009-0005-8410-0707*

**Andrey V. Passar<sup>2</sup>**

*ORCID: 0000-0001-6113-0202*

<sup>1</sup>*Pacific State University, Khabarovsk, Russia*

<sup>2</sup>*Computer Center of Far East Branch of the Russian Academy of Science, Khabarovsk, Russia*

**Abstract.** The article is devoted to the urgent problem of increasing the efficiency of combined diesel engines in transient and unsteady modes. At present, the solution to this problem is aimed at improving the gas-turbine supercharging system and is carried out with the wide use of a numerical experiment, which is confirmed by the presented review of studies. The article considers the main provisions and principles of the numerical implementation of the mathematical model of transient modes of a combined diesel engine, which is distinguished by an extended mathematical description of thermo- and gas-dynamic processes in the flow parts of the radial-axial turbine and centrifugal compressor of the supercharging unit, and also takes into account the wave nature of the processes in the exhaust pipeline of the gas-turbine supercharging system. The central features of the proposed model are the calculation of heat release in the cylinder in the zero-dimensional approximation taking into account the incompleteness of fuel combustion at low values of the  $\lambda$  coefficient, the calculation of processes in an unbranched exhaust pipeline in a one-dimensional non-stationary approximation using the method of characteristics and boundary conditions at the turbine, taking into account the variability of its flow and energy characteristics, direct calculation of the turbine and compressor characteristics using the model of the average radius of the meridional section. The features of the numerical implementation of the mathematical model are the use of the «single cylinder» calculation scheme and quasi-closed modeling of the initial steady-state operating mode of the combined diesel engine. The article presents the main results of the verification and validation of the proposed mathematical model.

**Keywords:** diesel engine, turbocharging, transient mode, transient performance, mathematical model, combustion process, method of characteristics, exhaust pipeline, radial gas turbine, centrifugal compressor

### **Введение**

В реальной эксплуатации ДВС работают в условиях постоянного нерегулярного изменения внешней нагрузки, цикловой подачи, числа оборотов коленчатого вала, теплового состояния и ряда других параметров, то есть работают на неустановившихся режимах. В таких условиях эффективные параметры ДВС оказываются ниже возможных, определяемых статическими характеристиками, возрастает эмиссия вредных веществ, увеличивается тепловая и механическая напряженность, ведущая к снижению показателей ресурса и надежности. Для комбинированных дизелей (дизелей с газотурбинным наддувом) эта проблема становится еще более острой.

Исследования неустановившихся режимов ДВС затруднены сложностью их воспроизведения в условиях эксперимента и необходимостью привлечения статистических методов для оценки воздействия исследуемых факторов. Во многих случаях приемлем отказ от воспроизведения реальных (то есть случайных) внешних воздействий на исследуемый ДВС и переход к исследованию переходных режимов приема нагрузки и разгона под нагрузкой, являющихся частным случаем неустановившихся режимов.

У дизель-генераторов переменного тока, оснащенных комбинированными дизелями, переходные режимы приема нагрузки являются наиболее тяжелыми режимами работы. Низкое качество работы на неустановившихся режимах приводит к недопустимому снижению частоты вращения и увеличению длительности процесса приема нагрузки с соответствующим ухудшением качества вырабатываемой электроэнергии. Дополнительными эффектами являются повышенная дымность на выпуске, снижение топливной экономичности и экологических показателей.

Актуальность исследований по повышению качества работы комбинированных дизелей на неустановившихся и переходных режимах подтверждается рядом статей отечественных и за рубежных авторов. Активно исследуются вопросы повышения динамических показателей переходных режимов [1–4]. Не меньшее внимание уделяется проблеме снижения вредной эмиссии [5–9]. Основным объектом

воздействий является система газотурбинного наддува, использующая энергию отработавших газов поршневой части двигателя в агрегате наддува – турбокомпрессоре. Анализ выполненных работ показывает, что физический эксперимент в рассматриваемой области часто дополняется численным экспериментом, позволяющим проводить исследования в более широком диапазоне варьирования конструктивными и режимными параметрами.

К настоящему времени для комбинированных дизельных ДВС предложено значительное число математических моделей (ММ) переходных режимов, различающихся базовыми подходами и уровнем сложности. С некоторой долей условности эти модели можно разделить на две группы. В первую группу следует отнести так называемые квазилинейные модели. Во вторую – модели, базирующиеся на детальном численном моделировании рабочих процессов в поршневой части двигателя и связанных с ней системах.

Первая группа ММ включает работы [7,10,11], где комбинированный дизель представлен как набор отдельных элементов (таких как поршневая часть двигателя, турбокомпрессор, регулятор частоты вращения и другие), каждый из которых рассматривается как «чёрный ящик» с определёнными входными и выходными параметрами. Для элементов составляются линейные дифференциальные уравнения (ДУ) система которых описывает динамику двигателя в целом. Коэффициенты ДУ зависят от параметров рабочего процесса и чаще всего задаются полиномами второй или третьей степени. Для определения коэффициентов этих полиномов используются результаты испытаний ДВС на установившихся режимах по специальным методикам, что заметно ограничивает возможности ММ этой группы. Плюсом данных ММ является низкие затраты вычислительных ресурсов, что делает их идеальными для моделирования в реальном масштабе времени.

Вторая группа ММ активно развивается и в настоящее время представлена значительным числом работ [2,5,6,9,12–16]. Данные модели характеризуются общностью базовых подходов. В частности, для описания внутрицилиндровых процессов используется хорошо отработанная модель нулевой размерности, основанная на равновесном термодинамическом представлении данных процессов. Для расчета процесса сгорания чаще всего используется однозонная модель с определением количества выделяющейся теплоты по углу поворота коленчатого вала (обращает внимание широкое использование уравнения И. И. Вибе для расчета тепловыделения). В работе [6] реализована двухзонная модель сгорания, а в работе [15] трехзонная модель с элементами искусственной нейронной сети.

Впускной и выпускной трубопроводы рассматриваются в квазистационарной нуль-мерной постановке за исключением работы [16] где процесс в выпускном трубопроводе принимается одномерным нестационарным. Работа компрессора и газовой турбины агрегата наддува описывается экспериментальными статическими характеристиками (в разных работах изменяется только способ задания характеристик).

Результаты рассмотренных работ позволяют сделать следующие выводы. Модели второй группы дают наиболее детальное описание работы комбинированных дизелей на переходных режимах, однако требуют дальнейшего развития. Остается нерешенным ряд вопросов, касающихся точности моделирования процесса сгорания на начальных этапах переходного режима, непосредственного вычисления рабочих параметров турбины и компрессора по геометрии их проточных частей, а также определения параметров газа в выпускном и впускном трубопроводах с учетом волновых явлений. Необходимость дальнейшего совершенствования математического описания переходных режимов ДВС формирует цель данной работы.

Цель работы – разработка математической модели переходных режимов комбинированного дизельного двигателя, учитывающей волновой характер процессов в выпускном трубопроводе системы газотурбинного наддува, позволяющей

проводить прямое варьирование геометрических параметров проточной части турбокомпрессора.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- дать математическое описание термогазодинамических процессов, протекающих в цилиндре дизеля, выпускном трубопроводе и турбокомпрессоре;
- произвести выбор расчетной схемы и реализовать математическую модель выбранными программными средствами;
- подтвердить адекватность предлагаемой математической модели.

### Математическая модель переходных режимов

Предлагаемая ММ переходных режимов комбинированного дизеля основана на следующих допущениях:

- процессы во впускной системе квазиустановившиеся;
- течение газа в выпускной системе одномерное нестационарное;
- процессы в топливоподающей аппаратуре, системе автоматического регулирования скорости и внешней нагрузке не рассматриваются;
- в течение одного рабочего цикла рабочие процессы во всех цилиндрах поршневой группы полностью одинаковы (схема «один цилиндр»).

Моделируемая термогазодинамическая система комбинированного дизеля представлена на рис. 1. Уравнения динамики поршневой части и турбокомпрессора устанавливают механические связи рассматриваемой системы. Прочие связи – потоки массы и переносимой ими энергии. Функциональные зависимости для момента внешней нагрузки и подачи топлива в переходном режиме устанавливаются на основе экспериментальных данных. Термогазодинамические параметры рассчитываются непосредственно в процессе моделирования.

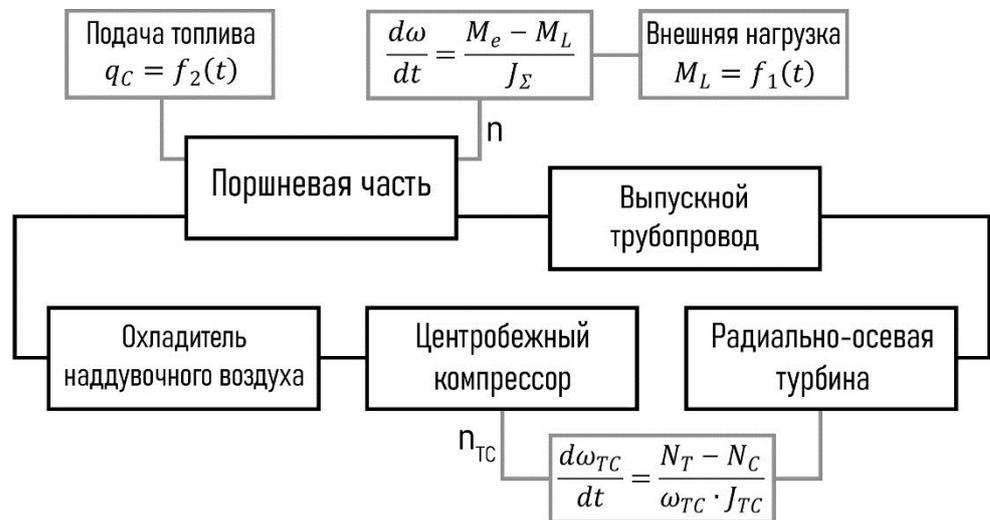


Рис. 1. Структурная схема термогазодинамической системы

**Поршневая часть.** Внутрицилиндровые процессы рассматриваются традиционно – в нуль-мерном равновесном термодинамическом приближении. Это позволяет описать их уравнением первого закона термодинамики для закрытых систем в дифференциальной форме и уравнением состояния идеального газа с привлечением алгебраических соотношений для расчета теплоемкости рабочего тела (рабочее тело

проставляется как смесь чистого воздуха и чистых продуктов сгорания переменного состава), коэффициента теплоотдачи в стенки цилиндропоршневой группы и количества выделяющейся теплоты. Уравнение первого закона термодинамики преобразуется в конечно-разностную форму, что позволяет провести решение методом последовательных приближений на каждом расчётном шаге  $i$  по углу поворота коленчатого вала. Алгоритм решения представлен на рис. 2.

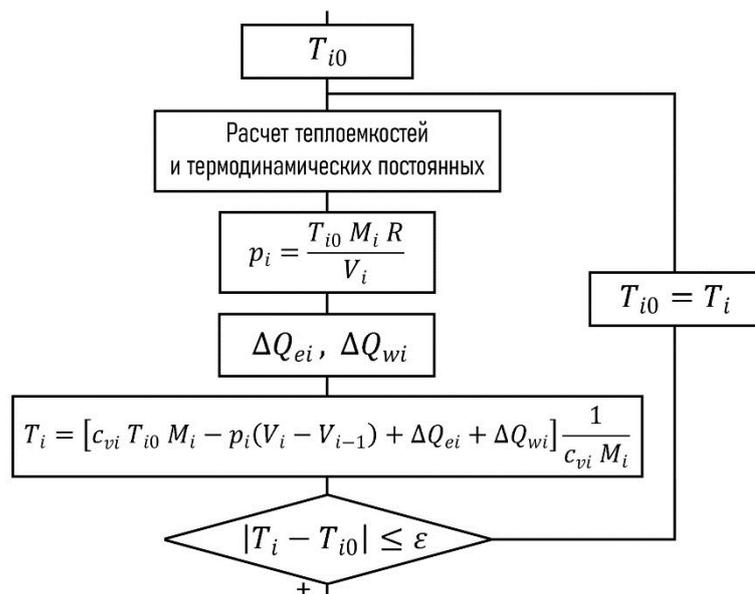


Рис. 2. Блок-схема расчета процесса в цилиндре:

$c_{vi}$  – теплоемкость рабочего тела при постоянном объеме;  $M_i$  – масса рабочего тела в цилиндре;  
 $V_{i-1}$  и  $V_i$  – объемы цилиндра на предыдущем и текущем расчетном шаге соответственно;  
 $\Delta Q_{ei}$  – теплота, выделяющаяся при сгорании топлива;  $\Delta Q_{wi}$  – теплота, участвующая в теплообмене;  
 $T_{i0}$  и  $T_i$  – температура в цилиндре первого и второго приближения соответственно;  
 $\varepsilon$  – точность решения

Для периода газообмена система базовыми уравнениями становятся уравнение баланса энтальпий (первый закон термодинамики для открытых систем) и уравнение массового баланса. Количество рабочей среды, проходящей через органы газораспределения определяется с учетом режима течения и гидравлических потерь, учитываемых коэффициентом расхода впускного или выпускного канала соответственно.

Моделирование сгорания – наиболее проблемный вопрос. Поставленная цель и имеющиеся вычислительные средства исключает как прямое многомерное моделирование тепло- и массообмена в движущейся турбулентной многофазной системе при сгорании, так и более простую их интерпретацию – многозонные модели. Наиболее приемлемы нуль-мерные модели, в которых общий тепловой эффект сгорания определяется дифференциальной характеристики тепловыделения.

В рассматриваемой ММ дифференциальная характеристика тепловыделения рассчитывается по модели В. А. Петрова и В. А. Алексева для среднефорсированных дизелей с открытыми камерами сгорания [17]. Получаемая характеристика тепловыделения имеет два максимума, что отражает имеющиеся представления о фазах сгорания в дизелях

$$\frac{dx}{d\varphi} = \frac{2,5 x_1}{\varphi_1^{3,5}} \varphi^{2,5} \exp\left(-0,714 \left(\frac{\varphi}{\varphi_1}\right)^{3,5}\right) + \frac{0,5 x_1}{\varphi_2^{1,5}} \varphi^{0,5} \exp\left(-0,33 \left(\frac{\varphi}{\varphi_2}\right)^{3,5}\right).$$

Дополнительные соотношения модели позволяют рассчитать периоды от начала сгорания до первого и второго максимумов кривой скорости тепловыделения ( $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ ), а также доли теплоты, выделившейся в первой и второй фазах сгорания ( $x_1$  и  $x_2$ ). Эти периоды и доли являются функциями отношения длительности периода задержки воспламенения к продолжительности топливоподачи.

Полнота сгорания топлива определяется текущим значением коэффициента избытка воздуха  $\alpha$  и корректируется по следующей зависимости для относительного количества сгоревшего топлива  $\eta_u$  [11]

$$\eta_u = \begin{cases} \frac{\alpha}{1,45} + \left(1 - \frac{\alpha}{1,45}\right) \cdot \exp\left(3 - \frac{3\alpha}{1,45}\right), & \alpha < 1,45 \\ 1, & \alpha \geq 1,45 \end{cases}$$

Теплота, участвующая в теплообмене, для всех периодов определяется с привлечением коэффициента теплоотдачи от газов стенками цилиндра, рассчитываемого по уравнению G. Woschni.

**Выпускной трубопровод.** Поставленная цель требует привлечения системы ДУ в частных производных гиперболического типа для описания одномерного нестационарного течения газа, задания необходимых граничных условий (смешанная задача Коши) и выбора наиболее экономичного метода решения. Данная система включает в себя уравнения неразрывности, движения и энергии, записанные для идеального калорически совершенного газа, движущегося энергоизолированно по трубопроводу постоянного сечения

Метод характеристик используемый в работе для решения описанной системы ДУ сочетает простоту численной реализации с удобством задания и реализации граничных условий. На предварительном этапе система ДУ преобразуется в две системы обыкновенных ДУ для прямой и обратной волн соответственно

$$\begin{cases} R = A + \frac{k-1}{2} U \\ \frac{dR}{dz} = -\frac{\lambda}{D} \frac{u|u|}{4} L_{тр} (k-1) \\ \frac{dX}{dz} = U + A \end{cases} \quad \begin{cases} Q = A - \frac{k-1}{2} U \\ \frac{dQ}{dz} = \frac{\lambda}{D} \frac{u|u|}{4} L_{тр} (k-1) \\ \frac{dZ}{dz} = U - A \end{cases} \quad (1)$$

где  $R, Q$  – инварианты Риммана для прямой и обратной волн;  $U, A$  – безразмерные скорости потока и звука в среде;  $X, Z$  – безразмерные координата и время;  $D, L_{тр}$  – диаметр и длина трубопровода.

Для численного интегрирования системы уравнений (1) использован сеточный вариант метода Эйлера. Сетка фиксированная, с постоянными величинами шага по безразмерной координате и времени ( $\Delta X$  и  $\Delta Z$  соответственно). При выборе шага по времени учитывается условие устойчивости, задаваемое критерием Куранта. Реализована явная разностная схема с последовательным вычислением значений инвариантов  $R$  и  $Q$  в узлах сетки (прямой и обратный «прогон» соответственно) и интерполяцией по одному параметру – безразмерному времени (рис. 3).

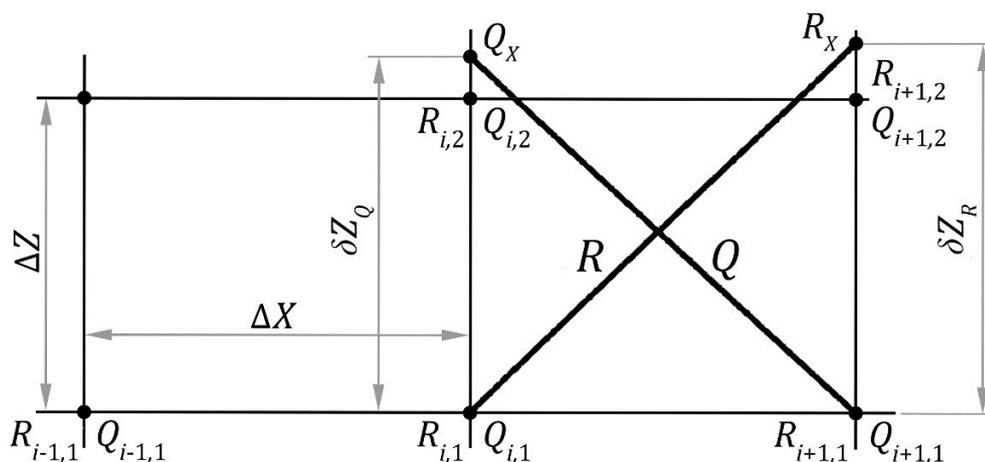


Рис. 3. Сеточная реализация метода характеристик

Единственность и точность решения смешанной задачи Коши для выпускного трубопровода определяется начальными и граничными условиями.

При установке начальных условий предполагается, что поток газа из цилиндра истекает в неподвижную термодинамическую среду с начальными давлением, температурой и составом, определяемыми в последовательных циклах квазизамкнутого моделирования.

**Граничные условия.** В качестве граничных условий на участках цилиндр – выпускной трубопровод, выпускной трубопровод – турбина турбокомпрессора выступает модель канала (эквивалентного сопла) течения, в котором принимается одномерным, изэнтропным и квазистационарным. Такое представление позволяет связать параметры газа в присоединенных объемах (цилиндр и выход из турбины) с параметрами газа во входном и выходном сечениях выпускного трубопровода через уравнения одномерной стационарной газодинамики. Эти уравнения решаются совместно с уравнениями прямой (для турбины) и обратной (для цилиндра) волн. Решение осуществляется модифицированным методом Ньютона.

Отличие между граничными условия заключается в следующем. Потери на участке цилиндр – выпускной трубопровод учитываются коэффициентом расхода выпускного канала и клапанной щели, задаваемым по экспериментальным данным в функции высоты подъема клапана. Канал (сопло) описывает всю турбину, а сечение сопла принимается равным эффективному проходному сечению турбины, которое определяется через расчет характеристик турбины на среднем радиусе меридионального контура.

Итерационный процесс расчета граничных условий у турбины:

- формируются необходимые исходные данные и задается первое приближение эффективного проходного сечения эквивалентного сопла ( $\mu f_N = f_{TN}$ , где  $f_{TN}$  – площадь сечения соплового аппарата турбины);
- для известного значения инварианты для прямой волны  $R$  и заданного значения  $\mu f_N$  решается система уравнений одномерной газодинамики и определяется давление на входе сопло (оно же давление на входе в турбину);
- формируются необходимые исходные данные (геометрические параметры проточной части турбины, параметры газа на входе в турбину и ряд других) и рассчитывается характеристики турбины в том числе расходная, определяемая величиной эффективного проходного сечения турбины  $\mu f_T$ ;

- производится сравнение значений  $\mu f_N$  и  $\mu f_T$ , если заданная точность не достигается то присваивается новое значение  $\mu f_N = \mu f_T$  и процедура повторяется;
- при достижении заданной точности рассчитывается значение инварианты для отраженной волны  $Q$  и ряд других параметров.

**Турбокомпрессор и охладитель наддувочного воздуха.** Математическое описание центробежного компрессора и радиально-осевой турбины основано на следующих допущениях. Рабочая среда – калорически совершенный газ. Течение среды квазистационарное, одномерное, энергоизолированное, параметры потока определяются на среднем радиусе меридионального контура проточной части.

Подобное течение описывается уравнениями одномерной газодинамики с привлечением уравнений теории лопаточных машин и тригонометрических соотношений для расчета треугольников скоростей в характерных сечениях проточной части, а также набора полуэмпирических уравнений для расчета потери энергии в элементах проточной части.

Для турбины рассчитываются потери с выходной скоростью, потери от утечек и раздельного подвода газа, потери в сопловом аппарате и рабочем колесе. Последние, в свою очередь включают в себя профильные и концевые потери, а также потери, связанные с нерасчетными углами входа (для рабочего колеса). В расчетах учитываются режимные параметры турбины и конструктивные параметры лопаточных решеток. Для компрессора используется другой подход – потери рассчитываются отдельно для каждого элемента проточной части. Из-за ограниченного объема статьи уравнения для расчета потерь не приводятся, подробно они представлены в [17]. Упрощенный алгоритм расчета турбины представлен на рис. 4.

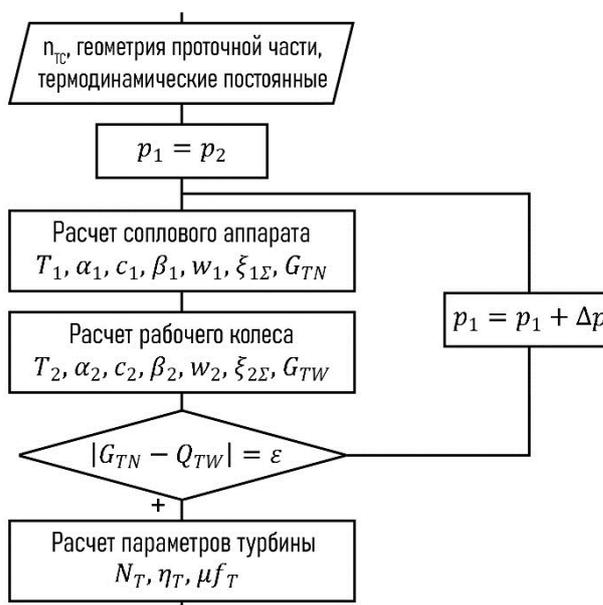


Рис. 4. Блок-схема расчета радиально-осевой турбины:  
 $p_1$  – давление между сопловым аппаратом и рабочим колесом;  $p_2$  – давление на выходе из турбины;  $G_{TN}$  и  $G_{TW}$  – массовые расходы газа через сопловой аппарат и рабочее колесо

Прямое моделирование охладителя наддувочного воздуха (ОНВ) на переходных режимах связано с решением задачи нестационарного теплообмена, что труднореализуемо даже в рамках квазистационарной постановки. По этой причине в ММ используются простые полуэмпирические зависимости, полученные аппроксимацией статической гидравлической характеристики ОНВ, позволяющие рассчитать снижение давления и температуры наддувочного воздуха

$$\Delta p = A_p \frac{G^2}{\rho} \left( \frac{G}{G_0} \right)^{-0,28}, \quad A_p = \Delta p_0 \frac{G_0^2}{\rho_0};$$
$$\Delta t = A_t (T - T_w) \left( \frac{G}{G_0} \right)^{-0,2}, \quad A_t = \frac{\Delta t_0}{T_0 - T_{w0}};$$

где  $\rho$ ,  $T$  и  $G$  – плотность, температура и расход воздуха на выходе компрессора;  $T_w$  – температура охлаждающей жидкости (воды) на входе в ОНВ; индексом «0» обозначены параметры номинального режима.

### **Численная реализация математической модели**

Как уже было отмечено в рассматриваемой ММ принимается допущение об идентичности рабочего процесса во всех цилиндрах в период одного рабочего цикла – схема «один цилиндр». Моделирование рабочего процесса в каждом цилиндре повышает точность и возможности модели, но из-за усложнения алгоритма и непропорционального увеличения машинного времени затрудняет замкнутое моделирование исходного установившегося режима, которое совершенно необходимо для согласования варьируемой геометрии проточной части турбокомпрессора с поршневой частью. Опыт численных исследований показывает, что использование схемы «один цилиндр» обеспечивает достаточную точность моделирования установившихся режимов при существенном выигрыше машинного времени. Реализация замкнутого принципа моделирования исходного установившегося режима, но с использованием схемы «один цилиндр», и позволяет называть предлагаемую модель квазизамкнутой.

Моделирование исследуемого переходного режима разбивается на два этапа. На первом этапе производится квазизамкнутое моделирование исходного установившегося режима двигателя с определением начального состояния термогазодинамической системы. На втором этапе моделируется последовательный ряд рабочих циклов двигателя, при этом параметры текущего цикла являются начальными для последующего. Для каждого нового цикла по заданным функциональным зависимостям рассчитываются величины моменты внешней нагрузки и цикловой подачи топлива. Расчет ведется по углу поворота коленчатого вала с заданным шагом.

### **Верификация и валидация математической модели**

Задача верификации, рассмотренной ММ, частично решается использованием многократно апробированных подходов и методов математического описания и численного моделирования рабочих процессов комбинированных дизелей. Необходимые экспериментальные исследования были выполнены на среднеоборотном дизеле БЧН 18/22 ( $p_{me} = 11$  бар,  $n = 750$  мин<sup>-1</sup>), являющимся приводным двигателем дизель-генератора ДГРА 200/750. Система наддува дизеля – двухтрубная импульсная с охлаждением наддувочного воздуха, агрегат наддува – турбокомпрессор ТКР–14С.26.

Вначале задача верификации и валидации решалась для основных элементов термогазодинамической системы двигателя: цилиндра, выпускного трубопровода и турбокомпрессора. В ходе этого этапа была выполнена настройка и оценена точность

математических моделей указанных элементов. Были получены следующие результаты (из-за ограниченного объема статьи более подробно они представлены в [17]).

Сравнение характеристик тепловыделения для номинального режима исследуемого дизеля подтверждает достаточную точность моделирования внутрицилиндровых процессов в период сгорания – рис. 5.

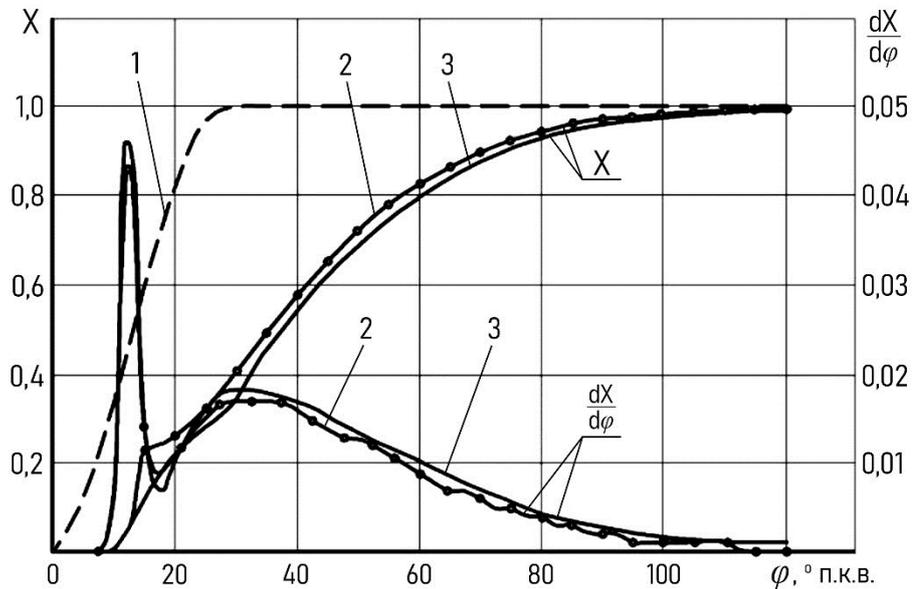


Рис. 5. Дифференциальная и интегральная характеристики тепловыделения:  
1 – относительная топливоподача; 2 – эксперимент; 3 – расчет

Модель и принятая расчетная схема выпускного трубопровода описывают реальный процесс с достаточной точностью: экспериментальный и расчетный импульсы давления совпадают качественно, погрешность не превышает 3 % в среднем значении, наибольший фазовый сдвиг импульсов не превышает 10 градусов поворота коленвала и наблюдается в зоне максимума давлений (рис. 4).

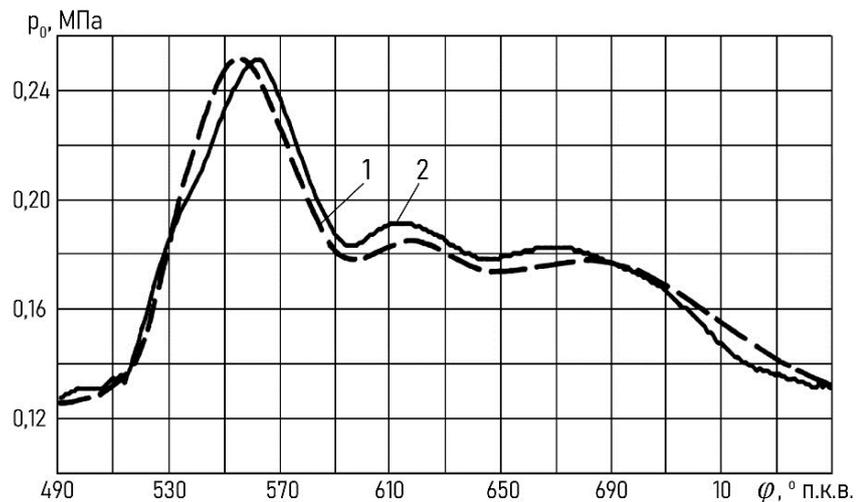


Рис. 6. Импульсы давления в выпускном трубопроводе перед турбиной:  
1 – эксперимент; 2 – расчет

Расчетные характеристики радиально-осевой турбины и центробежного компрессора с безлопаточным диффузором хорошо согласуются с экспериментальными. Для турбины в области рабочих значений коэффициента напора (больше 1,7) максимальные отклонения не превышают 2,5 % как для КПД турбины, так и для эффективного проходного сечения. Для компрессора на номинальной частоте вращения погрешность по степени повышения давления составляет не более 1,5 %, при снижении или увеличении частоты вращения погрешность возрастает, не превышая при этом 2,5 % (рис. 7).

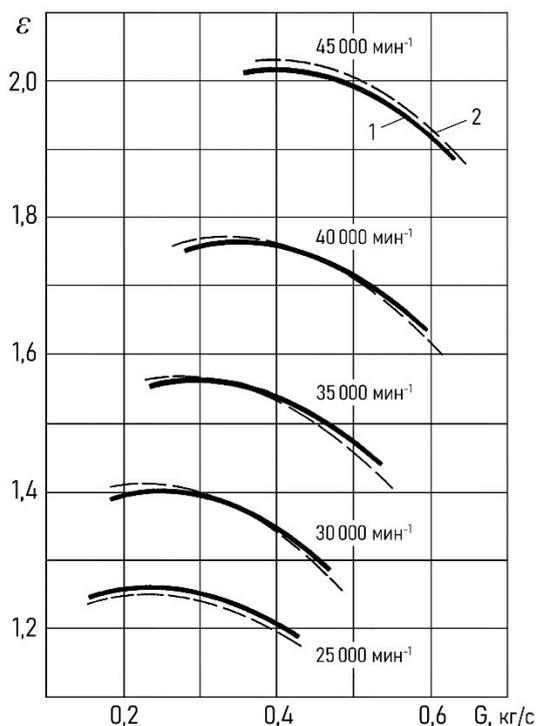


Рис. 7. Характеристика центробежного компрессора ТКР-14С.26:  
1 – эксперимент; 2 – расчет

На последнем этапе оценивалась точность моделирования заданных режимов работы двигателя. Она была выполнена как для нескольких установившихся режимов по нагрузочной характеристике, так переходных режимов приема нагрузки различной интенсивности (переходный режим приема полной нагрузки представлен на рис. 8).

Для моделируемого переходного режима рассматриваемая ММ демонстрирует хорошее совпадение качественной картины изменения параметров при вполне приемлемой точности. Изменение частот вращения двигателя в переходном режиме рассчитывается с погрешностью, не превосходящей 5 %. Максимальное отклонение значений давления наддува  $p_b$  и частоты вращения ротора турбокомпрессора  $n_{tc}$  составляет около 6,5 % и наблюдается в конце первой фазы переходного режима (в области максимального снижения частоты вращения двигателя).

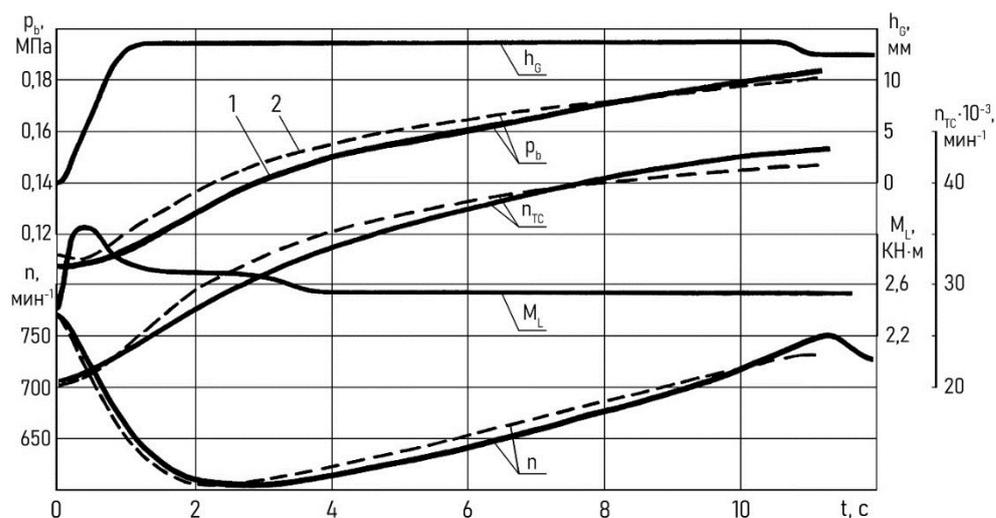


Рис. 8. Переходный режим дизеля при набросе нагрузки от 0 до 100 %:  
 1 – эксперимент; 2 – расчет;  $h_G$  – перемещение рейки ТНВД;  $p_b$  – давление наддува;  
 $n_{TC}$  – частота вращения ротора турбокомпрессора;  $M_L$  – момент внешней нагрузки;  
 $n$  – частота вращения вала двигателя

### Заключение

1. Обзор выполненных исследований подтверждает широкое использование математического моделирования в исследованиях переходных режимов комбинированных дизелей и необходимость дальнейшего развития данной области.

2. Верификация модели показала, что при расчете переходного режима наибольшее расхождение с экспериментом наблюдается в области максимального снижения частоты вращения двигателя, что объясняется недостаточной точностью расчета тепловыделения в цилиндре при малых значениях коэффициента избытка воздуха. Волновой характер процессов в выпускном трубопроводе системы газотурбинного наддува учитывается вполне удовлетворительно несмотря на применение схемы расчета «один цилиндр».

3. Удовлетворительное описание тепловыделения в условиях широкого изменения количества впрыскиваемого топлива и подаваемого воздуха в настоящее время возможно только с привлечением моделей, разработанных для некоторых частных случаев. Отсутствуют универсальные модели процесса сгорания доступные к применению при моделировании переходных и неустановившихся режимов.

4. Совместное использование нуль-мерной модели цилиндра, одномерной нестационарной модели неразветвленного выпускного трубопровода и одномерных моделей среднего радиуса радиально-осевой турбины и центробежного компрессора показывает удовлетворительный результат как для установившихся, так и для переходных режимов комбинированного дизеля. Это позволяет проводить прямое варьирование геометрических параметров проточной части турбокомпрессора и существенно расширяет возможности численного эксперимента.

**Список литературы**

1. Рослов С. В. Влияние динамических свойств дизеля на его эксплуатационные и технологические показатели / С. В. Рослов, А. П. Проговоров, А. Н. Щербо // Омский научный вестник. Сер. Технические науки. – 2015. – № 3(143). – С. 181–184.
2. Saad S. M. Performance of a heavy-duty turbocharged diesel engine under the effect of air injection at intake manifold during transient operations / S. M. Saad, R. Mishra // Arabian Journal for Science and Engineering. – 2019. – Vol. 44. – Pp. 5863–5875. DOI: 10.1007/s13369-019-03758-1.
3. Peng H. Experimental Investigations on Control Strategy of Regulated Two-Stage Turbocharging System for Diesel Engine Under Transient Process / H. Peng, T. Wu, L. Shen, X. Miao // IEEE Access. – 2022. – Vol. 10. – Pp. 104461–104471. DOI: 10.1109/ACCESS.2022.3210480.
4. Effects of control strategies of the electric supercharger on transient processes of a turbocharged diesel engine / Y. Liu [et al.] // Energy. – 2024. – Vol. 307. – Pp. 132427. DOI: 10.1016/j.energy.2024.132427.
5. Winkler N. Simulations and measurements of a two-stage turbocharged heavy-duty diesel engine including EGR in transient operation / N. Winkler, H. E. Angström // SAE Technical Paper, 2008. – 2008-01-0539. DOI: 10.4271/2008-01-0539.
6. Rakopoulos C. D. Exhaust emissions estimation during transient turbocharged diesel engine operation using a two-zone combustion model / C. D. Rakopoulos, A. M. Dimaratos, E. G. Giakoumis, D. C. Rakopoulos // International Journal of Vehicle Design. – 2009. – Vol. 49 (1). – Is. 1–3. – Pp. 125–149. DOI: 10.1504/IJVD.2009.024244.
7. Марков В. А. Выбор формы внешней скоростной характеристики транспортного дизеля / В. А. Марков, В. И. Шатров // Машиностроение и компьютерные технологии. – 2012. – №. 02. – С. 47–75.
8. Rosero F. Real-world fuel efficiency and emissions from an urban diesel bus engine under transient operating conditions / F. Rosero, N. Fonseca, J. M. Lopez, J. Casanova // Applied Energy. – 2020. – Vol. 261. – Pp. 114442. DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.114442
9. Simulation study on transient performance of a marine engine matched with high-pressure SCR system / C. Xia [et al.] // International Journal of Engine Research. – 2023. – Vol. 24. – Is. 4. – Pp. 1327–1345. DOI: 10.1177/14680874221084052
10. Gambarotta A. Real-time modelling of transient operation of turbocharged diesel engines / A. Gambarotta, G. Lucchetti, I. Vaja // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. – 2011. – Vol. 225. – Is. 9. – Pp. 1186–1203. DOI: 10.1177/0954407011408943
11. Кузнецов А. Г. Исследование динамических свойств тепловозного дизеля при использовании регулируемого турбонаддува / А. Г. Кузнецов, С. В. Харитонов, В. А. Рыжов // Двигателестроение. – 2022. – № 1(287). – С. 76-83. – EDN: MQIMIH.
12. Горб С. И. Моделирование динамики работы дизельных пропульсивных установок на ЭЦВМ / С. И. Горб. – М.: В/О Мортехинформреклама, 1986. – 48 с.
13. К расчету переходных процессов в комбинированном дизеле / Славуцкий В. М. [и др.] // Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия: Наземные транспортные системы. – 2004. – №. 3. – С. 46–52.
14. Taraza D. Complex diesel engine simulation with focus on transient operation / D. Taraza, N. A. Henein, R. Ceausu, W. Bryzik // Energy & fuels. – 2008. – Vol. 22. – Is. 3. – Pp. 1411–1417. DOI: 10.1021/ef700472x
15. Predicting transient performance of a heavy-duty gaseous-fuelled engine using combined phenomenological and machine learning models / N. Balazadeh [et al.] // International Journal of Engine Research. – 2024. – URL: <https://journals.sagepub.com/doi/pdf/10.1177/14680874241305732> (дата обращения 20.01.2025).
16. Bozza F. Numerical analysis of the transient operation of a turbocharged diesel engine including the compressor surge / F. Bozza, V. De Bellis, L. Teodosio // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering. – 2013. – Vol. 227. – Is. 11. – Pp. 1503–1517. DOI: 10.1177/0954407013501668
17. Тимошенко Д. В. Переходные режимы двигателей с газотурбинным наддувом / Д. В. Тимошенко. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2018. – 136 с.

**References**

1. Roslov S. V., Progovorov A. P., Shcherbo A. N. Vliyanie dinamicheskikh svoystv dizelya na ego ehkspluatatsionnye i tekhnologicheskie pokazateli [The influence of dynamic properties of diesel on its operational and technological performance]. *Omskii nauchnyi vestnik. Ser. Tekhnicheskie nauki*, 2015, no. 3(143), pp. 181–184. (In Russ).
2. Saad S. M., Mishra R. Performance of a heavy-duty turbocharged diesel engine under the effect of air injection at intake manifold during transient operations. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 2019, vol. 44, pp. 5863–5875. DOI: 10.1007/s13369-019-03758-1.
3. Peng H., Wu T., Shen L., Miao X. Experimental Investigations on Control Strategy of Regulated Two-Stage Turbocharging System for Diesel Engine Under Transient Process. *IEEE Access*, 2022, vol. 10, pp. 104461–104471. DOI: 10.1109/ACCESS.2022.3210480.
4. Liu Y. et al. Effects of control strategies of the electric supercharger on transient processes of a turbocharged diesel engine. *Energy*, 2024, vol. 307, pp. 132427. DOI: 10.1016/j.energy.2024.132427.
5. Winkler N., Angström H. E. Simulations and measurements of a two-stage turbocharged heavy-duty diesel engine including EGR in transient operation. *SAE Technical Paper*. 2008, 2008-01-0539. DOI: 10.4271/2008-01-0539.
6. Rakopoulos C. D., Dimaratos A. M., Giakoumis E. G., Rakopoulos D. C. Exhaust emissions estimation during transient turbocharged diesel engine operation using a two-zone combustion model. *International Journal of Vehicle Design*, 2009, vol. 49 (1)/1–3, pp. 125–149. DOI: 10.1504/IJVD.2009.024244.
7. Markov V. A., Shatrov V. I. Vybor formy vneshnei skorostnoi kharakteristiki transportnogo dizelya [Choosing the shape of the external speed characteristics of a transport diesel engine]. *Mashinostroenie i komp'yuternye tekhnologii*, 2012, no. 02, pp. 47–75. (In Russ).
8. Rosero F., Fonseca N., Lopez J. M., Casanova J. Real-world fuel efficiency and emissions from an urban diesel bus engine under transient operating conditions. *Applied Energy*, 2020, vol. 261, pp. 114442. DOI: 10.1016/j.apenergy.2019.114442
9. Xia C. et al. Simulation study on transient performance of a marine engine matched with high-pressure SCR system. *International Journal of Engine Research*, 2023, vol. 24(4), pp. 1327–1345. DOI: 10.1177/14680874221084052
10. Gambarotta A., Lucchetti G., Vaja I. Real-time modelling of transient operation of turbocharged diesel engines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2011, vol. 225(9), pp. 1186–1203. DOI: 10.1177/0954407011408943
11. Kuznetsov A. G., Kharitonov S. V., Ryzhov V. A. Issledovanie dinamicheskikh svoystv teplovoznogo dizelya pri ispol'zovanii reguliruemogo turbonadduva [Investigation of the dynamic properties of diesel locomotives when using an adjustable turbocharger]. *Dvigatelistroenie*, 2022, no 1(287), pp. 76–83. EDN: MQIMIH. (In Russ).
12. Gorb S. I. *Modelirovanie dinamiki raboty dizel'nykh propul'sivnykh ustanovok na EHTSVM [Simulation of the dynamics of diesel propulsion systems on a computer]*. Moscow, V/O Mortekhinformreklama, 1986, 48 p.
13. Slavutskii V. M., Kurapin A. V., Lartsev A. M. K raschetu perekhodnykh protsessov v kombinirovannom dizele [Calculation of transient modes in a combined diesel engine]. *Izvestiya Volgogradskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. Seriya: Nazemnye transportnye sistemy*, 2004, no. 3, pp. 46–52. (In Russ).
14. Taraza D., Henein N.A., Ceausu R., Bryzik W. Complex diesel engine simulation with focus on transient operation. *Energy & fuels*, 2008, vol. 22(3), pp. 1411–1417. DOI: 10.1021/ef700472x
15. Balazadeh N. et al. Predicting transient performance of a heavy-duty gaseous-fuelled engine using combined phenomenological and machine learning models. *International Journal of Engine Research*, 2024. Available at: <https://journals.sagepub.com/doi/pdf/10.1177/14680874241305732> (accessed 20.01.2025).
16. Bozza F., De Bellis V., Teodosio L. Numerical analysis of the transient operation of a turbocharged diesel engine including the compressor surge. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2013, vol. 227(11), pp. 1503–1517. DOI: 10.1177/0954407013501668

17. Timoshenko D. V. *Perekhodnye rezhimy dvigatelei s gazoturbinnym nadduvom* [Transient modes of turbocharged internal combustion engines]. Khabarovsk: Izd-vo Tikhookean. gos. un-ta, 2018, 136 p.

#### **ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ/ INFORMATION ABOUT THE AUTHORS**

**Тимошенко Денис Владимирович**, к.т.н., доцент Высшей школы Промышленной инженерии ФГБОУ ВО «Тихоокеанский государственный университет» (ФГБОУ ВО «ТОГУ»), 680035, г. Хабаровск, ул. Тихоокеанская 136; 000595@togudv.ru

**Denis V. Timoshenko**, Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor of Graduate School of Industrial Engineering, Pacific State University, 136 Pacific Street, Khabarovsk, 680035, Russia; 000595@togudv.ru

**Пассар Андрей Владимирович**, кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории «Численные методы в математической физике» вычислительного центра ДВО РАН, Россия, 680000, г. Хабаровск, ул. Ким Ю Чена, 65, passar\_av@mail.ru

**Andrey V. Passar**, Ph.D. in Engineering Science, Associate Professor, Senior Researcher at the Laboratory «Numerical Methods in Mathematical Physics» of the Computing Center of the Far Eastern Branch of the Russian Academy of Sciences, 65 Kim Yu-chen str., Khabarovsk, 680000, Russia, passar\_av@mail.ru

Статья поступила в редакцию 07.02.2025; опубликована онлайн 20.03.2025.  
Received 07.02.2025; published online 20.03.2025.