

doi: 10.17586/2226-1494-2024-24-4-620-628

УДК 536.248.2

## Компьютерное моделирование тепломассообменных процессов при конденсации водяных паров из продуктов сгорания природного газа на поверхности гладких цилиндрических труб

Павел Александрович Брызгунов<sup>1</sup>✉, Андрей Николаевич Рогалев<sup>2</sup>,  
Владимир Олегович Киндра<sup>3</sup>, Иван Игоревич Комаров<sup>4</sup>,  
Ольга Владимировна Злывко<sup>5</sup>

<sup>1,2,3,4,5</sup> Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, 111250, Российская Федерация

<sup>1</sup> bryzgunovpa@mpei.ru✉, <https://orcid.org/0000-0003-3710-5116>

<sup>2</sup> rogalovan@mpei.ru, <https://orcid.org/0000-0001-7256-0144>

<sup>3</sup> kindravo@mpei.ru, <https://orcid.org/0000-0002-8406-7901>

<sup>4</sup> komarovii@mpei.ru, <https://orcid.org/0000-0003-3853-8220>

<sup>5</sup> zlyvkoov@mpei.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0554-4026>

### Аннотация

**Введение.** Представлены результаты численного моделирования тепломассообменных процессов при конденсации водяных паров из продуктов сгорания на пучках гладких горизонтальных цилиндрических труб. Разработана инженерная математическая модель конденсации водяных паров из газопаровой смеси с высоким содержанием неконденсирующихся газов на основе экспериментальных данных. **Метод.** Предложенная математическая модель включает в себя совместно решаемые уравнения сохранения тепловой энергии, импульса и массы, при этом уравнение сохранения массы учитывает транспорт примесей за счет конвекции, молекулярной и турбулентной диффузии. Смена фаз учитывается в источниковых членах уравнения сохранения массы, предусматривается конденсация в объеме при прохождении смеси через точку росы и локальная поверхностная конденсация на охлаждающих трубках. Для описания конденсации в объеме используется модель «возврата к температуре насыщения», а для поверхностной конденсации разработана алгебраическая эмпирическая модель на основе анализа экспериментальных данных. Преимуществом выбранного подхода является отсутствие необходимости расчета гидродинамики капель и пленок конденсата как отдельной сплошной среды ввиду учета влияния данных факторов на тепломассообмен в экспериментальных коэффициентах, что значительно снижает вычислительную трудоемкость задачи и позволяет проводить инженерные расчеты в сопряженной постановке. Структура разработанной математической модели обеспечивает простую интеграцию с распространенными коммерческими и свободно распространяемыми CFD-кодами. **Основные результаты.** По экспериментальным данным определен коэффициент разработанной эмпирической модели конденсации. Показано, что при настройке коэффициента по одной базовой точке модель обеспечивает совпадение с экспериментальными данными по другим режимам с отклонением, не превышающим неопределенность эксперимента. С использованием верифицированной модели проведено моделирование участка конденсационного теплоутилизатора для выхлопных газов газотурбинной установки с шахматным пучком гладких труб в сопряженной постановке. Определено численное значение повышения воспринимаемого охлаждающей жидкостью теплового потока за счет утилизации скрытой теплоты конденсации. **Обсуждение.** Полученные данные моделирования и разработанная модель конденсации водяных паров из продуктов сгорания природного газа могут быть использованы при расчетах и проектировании конденсационных теплоутилизаторов, а также конденсационных водогрейных котлов.

### Ключевые слова

конденсация водяных паров, неконденсирующиеся газы, капельная конденсация, конденсационные теплоутилизаторы, утилизация теплоты выхлопных газов, тепломассообменные процессы, вычислительная гидродинамика

### Благодарности

Исследование проведено в НИУ «МЭИ» при финансовой поддержке Минобрнауки России (государственное задание № FSWF-2023-0014, соглашение № 075-03-2023-383 от 18 января 2023 г.).

© Брызгунов П.А., Рогалев А.Н., Киндра В.О., Комаров И.И., Злывко О.В., 2024

**Ссылка для цитирования:** Брызгунов П.А., Рогалев А.Н., Киндра В.О., Комаров И.И., Злышко О.В. Компьютерное моделирование тепломассообменных процессов при конденсации водяных паров из продуктов сгорания природного газа на поверхности гладких цилиндрических труб // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2024. Т. 24, № 4. С. 620–628. doi: 10.17586/2226-1494-2024-24-4-620-628

## Computer simulation of heat and mass transfer processes during water vapor condensation from natural gas combustion products on smooth cylindrical tubes

Pavel A. Bryzgunov<sup>1</sup>, Andrey N. Rogalev<sup>2</sup>, Vladimir O. Kindra<sup>3</sup>,  
Ivan I. Komarov<sup>4</sup>, Olga V. Zlyvko<sup>5</sup>

<sup>1,2,3,4,5</sup> National research University MPEI, Moscow, 111250, Russian Federation

<sup>1</sup> bryzgunovpa@mpei.ru, <https://orcid.org/0000-0003-3710-5116>

<sup>2</sup> rogalevan@mpei.ru, <https://orcid.org/0000-0001-7256-0144>

<sup>3</sup> kindravo@mpei.ru, <https://orcid.org/0000-0002-8406-7901>

<sup>4</sup> komarovii@mpei.ru, <https://orcid.org/0000-0003-3853-8220>

<sup>5</sup> zlyvkoov@mpei.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0554-4026>

### Abstract

The results of numerical simulation of heat and mass transfer processes during the condensation of water vapor from natural gas combustion products on bundles of smooth horizontal cylindrical tubes are presented. An empirical mathematical model of condensation of water vapor from a gas-steam mixture with a high content of non-condensable gases has been developed based on experimental data. The proposed mathematical model includes jointly solvable equations of thermal energy, momentum and mass conservation, while the equation of conservation of mass takes into account the species transport due to convection, molecular and turbulent diffusion. The phase change is taken into account in the source terms of the mass conservation equation; both condensation in the volume as the mixture passes through the dew point and local surface condensation on the cooling tubes are taken into account. To describe condensation in the volume, the return to saturation temperature model is used, and for surface condensation an algebraic empirical model was developed based on the analysis of experimental data. The advantage of the chosen approach is that there is no need to calculate the hydrodynamics of droplets and condensate films as a separate continuous one due to the influence of these factors on heat and mass transfer in the experimental coefficients, which significantly reduces the computational complexity of the problem and allows engineering calculations to be carried out in a coupled formulation. The structure of the developed mathematical model ensures easy integration with common commercial and freely available CFD codes. Based on experimental data, the coefficient of the developed condensation model was determined. It is shown that when adjusting the coefficient using one base point, the model ensures agreement with experimental data for other modes with a deviation not exceeding the experimental error. Using a verified model, a section of a condensation heat exchanger for gas turbine unit exhaust gases with a staggered bundle of smooth pipes in a coupled formulation was simulated, and the numerical value of increasing cooling water heat perception due to the utilization of latent heat of condensation was determined. The obtained modeling data and the developed model of condensation of water vapor from natural gas combustion products can be used in the calculations and design of condensing heat exchangers as well as condensing boilers.

### Keywords

condensation of water vapor, non-condensable gases, drip condensation, condensation heat exchangers, exhaust heat recovery, heat and mass transfer processes, computational fluid dynamics

### Acknowledgements

This study conducted by Moscow Power Engineering Institute was financially supported by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation (project No. FSWF-2023-0014, contract No. 075-03-2023-383, 2023/18/01).

**For citation:** Bryzgunov P.A., Rogalev A.N., Kindra V.O., Komarov I.I., Zlyvko O.V. Computer simulation of heat and mass transfer processes during water vapor condensation from natural gas combustion products on smooth cylindrical tubes. *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics*, 2024, vol. 24, no. 4, pp. 620–628 (in Russian). doi: 10.17586/2226-1494-2024-24-4-620-628

### Введение

Надежные методики и модели для расчета тепломассообменных процессов при конденсации водяных паров из газопаровых смесей с преобладающим содержанием неконденсирующихся газов актуальны для большого количества технических приложений. К таким решениям, в частности, относятся задачи охлаждения воздуха для вентиляции и кондиционирования, где в качестве смеси выступает влажный воздух (массовая доля воды не превышает 3 %), а также разработка конденсационных теплоутилизаторов для выхлопных газов котельных установок и микрогазотурбинных устано-

вок, содержащих массовую долю пара до 10–20 %. За счет полезного использования скрытой теплоты парообразования конденсационные теплоутилизаторы, в которых при охлаждении газов ниже точки росы можно получить дополнительно 12–15 % рекуперации тепла [1], имеют значительно большую эффективность по сравнению с обычными теплообменными аппаратами. Перспективными являются теплообменные аппараты, реализующие фазовые переходы за счет конденсации на горячей стороне и кипения низкокипящей жидкости на холодной, так как кипение обеспечивает высокие коэффициенты теплопередачи порядка 50–100 Вт/(м<sup>2</sup>·К) [2].

## Обзор литературы по тематике моделирования конденсации

В настоящее время сформирован значительный научный задел в области исследования тепломассообменных процессов при конденсации, однако полное математическое описание получено только для пленочной конденсации насыщенных паров в исследованиях, обзор которых применительно к конденсации на поверхности трубок дан в работе [3]. При наличии даже небольшой доли неконденсирующихся газов задача в значительной мере осложняется, что учитывается с помощью внесения экспериментальных поправок [4]. Отдельной задачей является моделирование тепломассообмена при капельной конденсации, для которой к настоящему времени не было разработано универсального математического описания. Большинство известных исследований капельной конденсации являются эмпирическими и имеют ограниченную область применения ввиду зависимости интенсивности процесса от ряда параметров, таких как температура, шероховатость и смачиваемость поверхности трубки, доля неконденсирующихся газов, режим течения. Обзор существующих теоретических и экспериментальных исследований капельной конденсации приведен в работе [5].

В численном моделировании процессов конденсации наибольшее развитие достигнуто в моделировании пленочной конденсации из насыщенных паров на трубках и трубных пучках методом Volume of Fluid (VOF). Данный подход подразумевает моделирование пленки конденсата как дополнительной сплошной среды с учетом сил поверхностного натяжения, при этом основной моделью фазового перехода является модель Ли и ее модификации [6]. В работе [7] приведены результаты моделирования конденсации неподвижного и подвижного паров на горизонтальных трубках посредством метода VOF и модифицированной модели Ли с автоматическим подбором эмпирической константы на примере пентана и воды. Продемонстрировано хорошее качественное и количественное соответствие результатов численного моделирования с теоретическими и экспериментальными данными. В работе [8] представлены результаты моделирования конденсации фреона при внутреннем течении паров в круглой трубе при использовании того же подхода, однако в данном случае модель в значительной мере использует эмпирические данные, которые выражаются в модификации граничных условий для учета теплообмена между стенкой трубки и конденсатом. К преимуществам данного подхода можно отнести высокую точность и реалистичность получаемых результатов, а также универсальность модели с точки зрения конденсирующейся среды. К недостаткам относится высокая вычислительная трудоемкость нестационарного метода VOF, обусловленная необходимостью сгущения сетки для разрешения межфазной границы и малого шага по времени (порядка  $10^{-6}$ – $10^{-5}$  с) для обеспечения требуемого числа Куранта ( $C < 1$ ). Высокая трудоемкость расчета при использовании метода VOF значительно затрудняет его применение в инженерных приложениях.

Численный расчет течения и тепломассообмена из смесей с наличием неконденсирующихся газов является еще более сложной задачей, поэтому основным подходом в данном случае является использование инженерных эмпирических моделей. В работах [9–11] приведены результаты моделирования процессов конденсации чистого пара и при наличии неконденсирующихся газов, при этом использована упрощенная одномерная модель пленки конденсата. В [12] описана более простая инженерная модель конденсации из паровоздушной смеси на пучках гладких труб с использованием для замыкания эмпирических данных по коэффициентам теплоотдачи в зависимости от стороны трубки («подветренная», «наветренная») и отрыва пленки конденсата. В работах [9–12] конденсат не моделируется как отдельная сплошная среда, но учитывается влияние пленки на перенос массы, энергии и импульса. По результатам верификации, модель обеспечивает достаточное совпадение с экспериментальными данными, однако во всех рассмотренных авторами случаях массовая концентрация воздуха не превышает 10–20 % и наблюдается пленочный режим конденсации, тогда как в случаях конденсации паров из выхлопных газов концентрация воздуха порядка 90 % и отмечается капельный режим, что подтверждается экспериментальными данными [13].

В связи с этим при моделировании конденсации из смесей с низким содержанием пара используются в основном упрощенные феноменологические модели. В данных моделях выпадение капель конденсата не моделируется, но в источниках уравнения энергии учитывается выделение скрытой теплоты конденсации. Это является главным фактором, определяющим теплоотдачу, при этом коэффициенты, характеризующие интенсивность конденсации, выбираются посредством сравнения с эмпирическими данными. Смесь моделируется как гомогенная несжимаемая жидкость, в которой сухой воздух является сплошной средой, а для пара решается уравнение транспорта примесей. В [14] приведены результаты моделирования конденсации паров из продуктов сгорания природного газа и разработана модель, которая содержит три эмпирических коэффициента, подбираемых в соответствии с опытными данными. Наличие трех коэффициентов несколько осложняет настройку модели на другие режимы. В работах [15, 16] для расчета скорости конденсации вблизи холодных стенок использованы соотношения на основе закона Фика, содержащие один эмпирический коэффициент, при этом в модели не учитывается возможная конденсация в объеме при прохождении смеси на удалении от стенок через точку росы. В [17] представлена модель, учитывающая конденсацию на стенках трубки и в объеме, при этом для конденсации на стенках использованы упрощенные соотношения для эквивалентного коэффициента теплоотдачи, а также закон Фика. К недостаткам данной модели можно отнести то, что она настроена и протестирована только для случаев относительной влажности 100 % на входе, т. е. на насыщенный паром воздух.

Цель настоящей работы — повышение точности и снижение трудоемкости расчета тепломассообменных

процессов в конденсационных теплоутилизаторах для рекуперации теплоты продуктов сгорания природного газа посредством разработки и валидации упрощенной эмпирической модели конденсации.

Основные задачи исследования: разработка инженерной математической модели конденсации влаги из продуктов сгорания природного газа с использованием эмпирических данных с минимальным числом эмпирических коэффициентов; валидация разработанной модели посредством расчета тестовых задач и сравнения с экспериментальными данными; проведение расчета секции конденсационного теплоутилизатора для выхлопных газов микрогазотурбинной установки в сопряженной постановке.

### Математическая модель конденсации пара при высокой массовой доле неконденсирующихся газов

Предложенная математическая модель содержит совместно решаемые дифференциальные уравнения сохранения массы, импульса, энергии, а также модель турбулентности. Поставленные задачи решались методом установления, т. е. в нестационарной постановке с выходом на стационарный режим.

Для моделирования переноса массы применена модель транспорта примесей, в данной модели основная среда (смесь сухого воздуха, монооксида и диоксида углерода) считается сплошной средой, при этом для примеси (пара) решается уравнение транспорта массовой концентрации. Изменение плотности смеси учтено в уравнении неразрывности:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_i} = 0, \quad (1)$$

где  $\rho$  — плотность смеси, вычисляемая аддитивным методом по плотностям компонентов смеси, включающей в себя неконденсирующиеся газы и водяной пар;  $t$  — время;  $v_j$  — компоненты скорости;  $x_j$  — координаты.

Для плотности неконденсирующихся газов ( $\rho_{n.c.}$ ) также использовано дополнительное соотношение, выражающее зависимость плотности от давления, которое, в свою очередь, зависит от концентрации водяных паров и уменьшается при снижении концентрации пара:

$$\rho_{n.c.} = \rho_{n.c.in} \frac{T_{in} P_{in}}{T} \left( 1 - \frac{r_{v.in} - r_v}{\frac{m_v}{r_{n.c.in}} + \frac{r_{v.in}}{m_v}} \right), \quad (2)$$

где  $T$  и  $T_{in}$  — местная температура и температура на входе;  $r_v$  и  $r_{v.in}$  — местная массовая концентрация пара и массовая концентрация пара на входе;  $r_{n.c.}$  и  $r_{n.c.in}$  — местная массовая концентрация неконденсирующихся газов и массовая концентрация неконденсирующихся газов на входе;  $m_v$  и  $m_{n.c.}$  — молекулярная масса пара и неконденсирующихся газов;  $\rho_{n.c.in}$  — плотность неконденсирующихся газов на входе;  $P_{in}$  — давление на входе.

Для вычисления скорости, температуры и параметров турбулентности использован гомогенный подход,

при котором компоненты смеси имеют общие поля соответствующих переменных. Теплофизические свойства смеси рассчитаны аддитивным способом. Уравнение закона сохранения импульса имеет вид:

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} + v_j \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_j} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( (\mu + \mu_t) \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \right), \quad (3)$$

где  $\mu$  и  $\mu_t$  — коэффициенты динамической молекулярной и турбулентной вязкостей смеси.

В качестве модели турбулентности выбрана модель  $k$ - $\omega$  SST (Shear Stress Transport) Ментера [18], так как данная модель обеспечивает высокую точность расчета турбулентной вязкости как в пограничном слое, так и в ядре потока. Используются стандартные значения и функции для источниковых членов и эмпирических замыкающих коэффициентов:

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + v_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \frac{\mu}{\rho} + \sigma^* \frac{\mu_t}{\rho} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \\ \frac{\partial \omega}{\partial t} + v_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} &= \gamma P_k \frac{\rho}{\mu_t} - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \frac{\mu}{\rho} + \sigma^* \frac{\mu_t}{\rho} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \\ &+ 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{\nabla k \nabla \omega}{\omega}, \\ \mu_t &= \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)}, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $k$  — турбулентная кинетическая энергия;  $\omega$  — удельная скорость диссипации турбулентной кинетической энергии;  $P_k$  — скорость генерации турбулентной кинетической энергии;  $\beta^*$ ,  $\sigma^*$ ,  $\gamma$ ,  $\beta$ ,  $\sigma_{\omega 2}$ ,  $S$  — эмпирические коэффициенты модели;  $F_1$ ,  $F_2$  — функции смешения.

Концентрация пара рассчитана по уравнению транспорта примеси:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho_v r_v) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho_v v_j r_v) &= \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \rho D + \frac{\mu_t}{Sc_t} \right) \frac{\partial r_v}{\partial x_j} \right) &+ S_{vol} + S_{wall} \end{aligned} \quad (5)$$

где  $\rho_v$  и  $r_v$  — плотность и массовая концентрация пара;  $D$  — коэффициент диффузии в системе «газы-пар»;  $Sc_t$  — турбулентное число Шмидта, принято равным  $Sc_t = 0,7$ ;  $S_{vol}$  и  $S_{wall}$  — стоки массы пара при конденсации в объеме и на поверхности трубок.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(c_p \rho T)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (c_p \rho v_j T) &= \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \left( \lambda + c_p \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) &+ Q_{vol} + Q_{wall} \end{aligned} \quad (6)$$

где  $c_p$ ,  $\rho$  и  $\lambda$  — удельная теплоемкость, плотность и коэффициент теплопроводности смеси;  $Pr_t$  — турбулентное число Прандтля, принято  $Pr_t = 0,85$ ;  $Q_{vol}$  и  $Q_{wall}$  — источники энергии при конденсации в объеме и на поверхности трубок.

Выражения для источниковых членов составляют используемую модель конденсации. Объемные источники теплоты и стоки массы рассчитывались следующим образом:

$$Q_{vol} = \min\left(-\rho c_p \frac{T - T_{sat}}{\Delta\tau}, \frac{h_{fg} \rho_v r_v}{\Delta\tau}\right), T < T_{sat} \quad (7)$$

$$S_{vol} = -\frac{q_{vol}}{h_{fg}}, \quad (8)$$

где  $T_{sat}$  — температура насыщения, которая определяется стандартным способом по парциальным давлениям в зависимости от общего давления и концентраций компонентов смеси;  $h_{fg}$  — теплота фазового перехода жидкость-газ.

Физический смысл выражений (7) и (8): если температура в объеме меньше температуры насыщения, то сконденсируется часть пара, при этом высвободившаяся скрытая теплота парообразования локально нагреет смесь до температуры насыщения. С другой стороны, источниковый член лимитирован концентрацией пара в конечном объеме, т. е. исключена возможность конденсации большей массы пара, чем заключена в объеме.

Поверхностный источник энергии и поверхностный сток массы на трубках рассчитаны следующим образом:

$$S_{wall} = -C_1 \frac{T_{sat} - T_{wall}}{h_{fg}} \text{Re}^n, T_{wall} < T_{sat}, \quad (9)$$

$$Q_{wall} = -(h_{fg} + h_{H_2O}) S_{wall}, \quad (10)$$

где  $T_{wall}$  — температура стенки;  $\text{Re}$  — число Рейнольдса текущего ряда трубок в пучке, определенное по диаметру трубки и максимальной скорости в межтрубном пространстве;  $C_1, n$  — эмпирические коэффициенты модели, при этом  $C_1$  имеет размерность коэффициента теплоотдачи;  $h_{H_2O}$  — удельная энтальпия воды при температуре насыщения.

Физический смысл выражения (9): скорость конденсации прямо пропорциональна разности температур между трубкой и температурой насыщения, скорости набегающего потока, диаметру трубки и обратно пропорциональна теплоте фазового перехода и вязкости смеси. При этом вся выделенная в ходе конденсации теплота поглощается стенкой трубки. В случае граничных условий первого рода на стенке данный источ-

ник не учитывается ввиду изотермичности стенки, для сопряженной постановки с расчетом распределения температур на стенке задается источник внутреннего тепловыделения. Член  $h_{H_2O}$  компенсирует потери энтальпии за счет стока массы.

Коэффициент  $n$  определяется из теории подобия между процессами теплообмена и массообмена,  $n = 0,6$  [19]. Коэффициент  $C_1 = 0,14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$  получен в ходе калибровки модели по экспериментальным значениям плотности теплового потока при конденсации влаги из продуктов сгорания природного газа на горизонтальных гладких трубках [20] для точки при температуре стенки  $50 \text{ }^\circ\text{C}$ , коэффициенте избытка воздуха  $1,09$ , скорости набегающего потока газов  $0,55 \text{ м}/\text{с}$ . Таким образом, имеется замкнутая система уравнений (1)–(10), описывающая процессы тепломассообмена в рассматриваемой задаче. Структура соотношений (1)–(10) такова, что предлагаемая модель может быть использована практически в любом коммерческом или свободно распространяемом CFD-коде.

### Валидация математической модели

По причине того, что коэффициент  $C_1$  предложенной модели конденсации был определен по результатам калибровки только по одной экспериментальной точке, необходима верификация модели с целью оценки точности воспроизведения различных режимов по скорости набегающего потока и температуре стенки. Для этого выполнено моделирование процесса при граничных условиях физических экспериментов, описанных в работах [13, 20] при соответствии расчетной области и граничных условий модели рабочему участку экспериментального стенда (рис. 1, таблица). Для построения сетки применена программа ANSYS Meshing, использована неструктурная сетка с тетраэдрическими элементами в основной зоне потока и призматическими элементами в пристеночной области трубок. Для расчета использован программный пакет ANSYS CFX 18. В качестве контрольного параметра для верификации выбран тепловой поток конденсации, рассчитываемый по массовому балансу.

Для валидации модели выполнены расчеты при двух скоростях набегающего потока воздуха и разных температурах стенки. Как видно из рис. 2, предложенная модель с коэффициентом, откалиброванным по одной точке, позволяет получать значения плотности тепло-

Таблица. Граничные условия численного моделирования

Table. Boundary conditions of numerical simulation

Параметр	Значения граничных условий	
	Режим течения, описанный в [20]	Режим течения, описанный в [13]
Скорость на входе $w_{in}$ , м/с	0,55	3,62
Температура на входе $T_{in}$ , $^\circ\text{C}$	145	124
$T_{wall}$ , $^\circ\text{C}$ (варьируемый параметр)	30; 35; 40; 45; 50	
$r_{v,in}$	0,111	0,103
Давление на выходе $P_{out}$ , Па	101 300	101 300

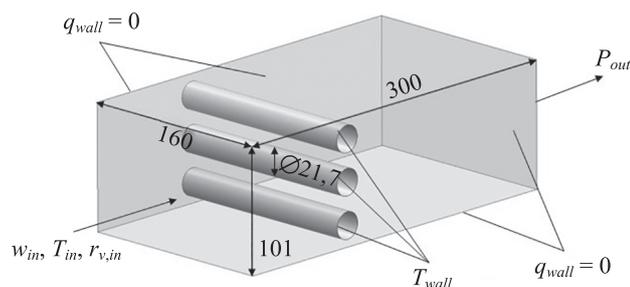


Рис. 1. Геометрия расчетной области и граничные условия валидационных расчетов (размеры приведены в миллиметрах).  
 $q_{wall}$  — плотность теплового потока;  $P_{out}$  — давление на выходе

Fig. 1. Geometry and boundary conditions for simulation during model validation (dimensions are given in millimeters).  
 $q_{wall}$  — heat flux;  $P_{out}$  — outlet pressure

вого потока конденсации, совпадающие с опытными данными в пределах неопределенности эксперимента ( $\pm 20\%$ ), что говорит о ее физической адекватности и приемлемой для инженерных расчетов точности. На рис. 3 представлены примеры полей температуры и концентрации пара в области обтекания трубок. Как видно из рис. 3, *b*, в теневой зоне за трубками концентрация пара падает, после чего выравнивается вниз по течению за счет диффузии и конвекции, что также соответствует физике процесса и подтверждает вывод об адекватности и точности модели.

### Сопряженное моделирование тепломассообмена на участке конденсационного кожухотрубного теплообменника с шахматным расположением труб

Для сопряженного моделирования разработана модель секции конденсационного водоохлаждаемого кожухотрубного теплоутилизатора выхлопных газов с медными трубками. Геометрия модели показана на рис. 4. Граничные условия для модели теплоутилизатора:  $w_{in} = 4$  м/с;  $T_{in} = 145$  °С; скорость на вхо-

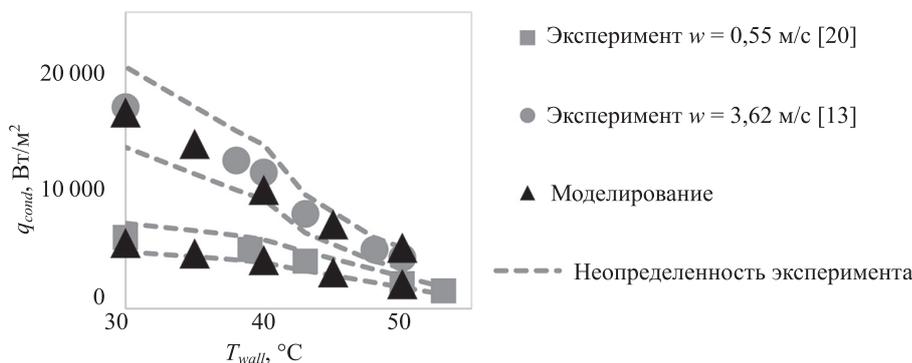


Рис. 2. Сравнение расчетной и экспериментальной зависимости плотности теплового потока конденсации от температуры стенки

Fig. 2. Comparison of calculated and experimental obtained condensation heat flux vs. wall temperature

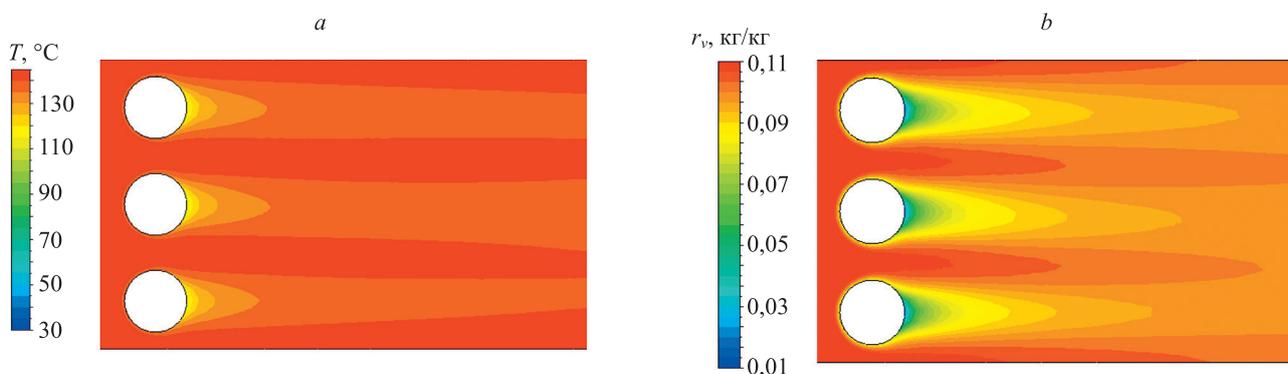


Рис. 3. Пример полей при  $w = 0,55$  м/с,  $T_{wall} = 30$  °С для температуры смеси (a) и концентрации пара (b)

Fig. 3. Example of temperature and vapor mass fraction contours: mixture temperature at  $w = 0.55$  м/с,  $T_{wall} = 30$  °С (a); vapor mass fraction at  $w = 0.55$  м/с,  $T_{wall} = 30$  °С (b)

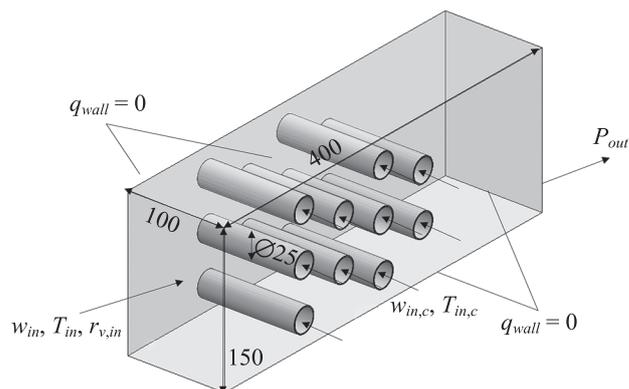


Рис. 4. Геометрия и граничные условия модели секции теплоутилизатора (размеры приведены в миллиметрах)

Fig. 4. Geometry and boundary conditions for heat exchanger section model

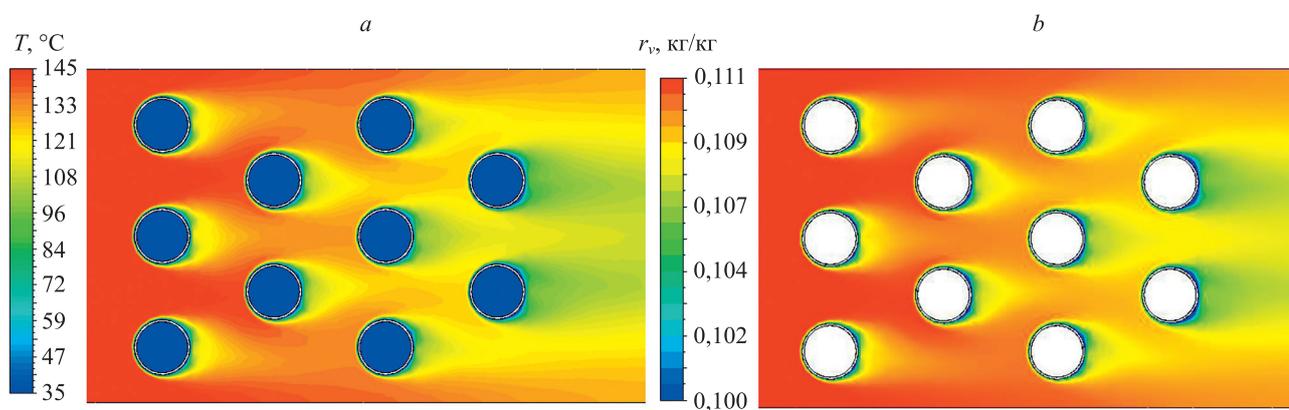


Рис. 5. Результаты моделирования секции теплоутилизатора в сопряженной постановке для полей температур (a) и концентраций водяного пара (b)

Fig. 5. Results of heat exchanger numerical simulation in a coupled approach: temperature contour (a), vapor mass fraction contour (b)

де  $w_{in,c} = 0,1$  м/с;  $r_{v,in} = 0,111$ ; температура на входе  $T_{in,c} = 35$  °С.

На рис. 5 приведены поля температур и концентраций пара в сопряженной модели конденсационного теплоутилизатора. Видно, что в данной конфигурации сохраняется характер изменения температур и концентраций, наблюдаемый в калибровочных расчетах, что свидетельствует о применимости разработанной модели к моделированию в сопряженной постановке. Для оценки эффекта конденсации на тепловой баланс также выполнены сопряженные расчеты без учета конденсации. По результатам сравнения расчетов с учетом и без учета конденсации установлено, что при учете конденсации охлаждающая вода воспринимает на 20 % больше тепла.

## Заключение

Разработана эмпирическая инженерная модель конденсации водяных паров из продуктов сгорания природного газа, учитывающая конденсацию в объеме при прохождении через точку росы и на поверхности трубок, имеющих температуру меньше температуры насыщения. Для разработанной модели проведена калибровка и определены значения коэффициентов, с использованием которых модель обеспечивает хорошее согласие с опытными данными при их настройке по одной точке, при этом отклонение не превышает 20 %. Проведены расчеты конденсационного теплоутилизатора в сопряженной постановке. Установлено, что учет конденсации на 20 % увеличивает воспринимаемый теплоносителем тепловой поток.

## Литература

1. Ionkin I.L., Roslyakov P.V., Luning B. Application of condensing heat utilizers at heat-power engineering objects (Review) // *Thermal Engineering*. 2018. V. 65. N 10. P. 677–690. <https://doi.org/10.1134/s0040601518100038>
2. Апицына О.С., Малышев А.А., Зайцев А.В., Малинина О.С. Моделирование тепло-гидродинамических процессов в испарителях низкотемпературных систем с внутриканальным кипением хладагентов // *Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики*. 2023. Т. 23. № 2. С. 422–429. <https://doi.org/10.17586/2226-1494-2023-23-2-422-429>
3. Bonneau C., Josset C., Melot V., Auvity B. Comprehensive review of pure vapour condensation outside of horizontal smooth tubes // *Nuclear Engineering and Design*. 2019. V. 349. P. 92–108. <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2019.04.005>
4. Huang J., Zhang J., Wang L. Review of vapor condensation heat and mass transfer in the presence of non-condensable gas // *Applied Thermal Engineering*. 2015. V. 89. P. 469–484. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.040>
5. El Fil B., Kini G., Garimella S. A review of dropwise condensation: Theory, modeling, experiments, and applications // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2020. V. 160. P. 120172. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120172>
6. Tan Z., Cao Z., Chu W., Wang Q. Improvement on evaporation-condensation prediction of Lee model via a temperature deviation based dynamic correction on evaporation coefficient // *Case Studies in Thermal Engineering*. 2023. V. 48. P. 103147. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103147>
7. Minko K.B., Artemov V.I., Klement'ev A.A. Simulation of condensation of stagnant or moving saturated vapor on a horizontal tube using the volume-of-fluid (VOF) method // *Thermal Engineering*. 2023. V. 70. N 3. P. 175–193. <https://doi.org/10.1134/s0040601523030059>
8. Yankov G.G., Milman O.O., Minko K.B., Artemov V.I. Simulation of the condensation processes of R113 in a horizontal pipe by the VOF method // *Thermal Engineering*. 2023. V. 70. N 11. P. 860–874. <https://doi.org/10.1134/s0040601523110137>
9. Minko K.B., Artemov V.I., Yan'kov G.G., Krylov V.S. Numerical simulation of steam condensation in a steam-gas mixture flow in a variable-section channel with a bundle of smooth horizontal tubes // *Thermal Engineering*. 2019. V. 66. N 12. P. 928–935. <https://doi.org/10.1134/s0040601519120061>
10. Minko K.B., Yankov G.G., Artemov V.I., Milman O.O. A mathematical model of forced convection condensation of steam on smooth horizontal tubes and tube bundles in the presence of noncondensables // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2019. V. 140. P. 41–50. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.099>
11. Minko K.B., Artemov V.I., Yan'kov G.G., Krylov V.S. Verification of the mathematical model of steam film condensation from a flowing steam-air mixture on a bundle made of horizontal tubes // *Thermal Engineering*. 2019. V. 66. N 11. P. 804–811. <https://doi.org/10.1134/s004060151911003x>
12. Minko K.B., Yan'kov G.G., Krylov V.S., Klementiev A.A. An engineering model of steam condensation from a flowing steam-gas mixture on a bundle made of horizontal tubes // *Thermal Engineering*. 2021. V. 68. N 9. P. 705–716. <https://doi.org/10.1134/s0040601521080061>
13. Osakabe M., Itoh T., Yagi K. Condensation heat transfer of actual flue gas on horizontal tubes // *Proceedings of the 5<sup>th</sup> ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference*. 1999. San Diego, California. P. 1–8.
14. Lin C.-X., Wang D., Bao S. Numerical modeling and simulation of condensation heat transfer of a flue gas in a bundle of transport membrane tubes // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013. V. 60. P. 41–50. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.12.053>
15. Yang K., Yang J., Da Y., Han L., Deng L., Che D. A numerical study on convective condensation of flue gas in tubular heat exchangers // *Applied Thermal Engineering*. 2024. V. 243. P. 122524. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.122524>
16. Wu X., Che D. A numerical study of high moisture flue gas in tube banks // *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*. 2014. V. 65. N 4. P. 357–377. <https://doi.org/10.1080/10407782.2013.831673>

## References

1. Ionkin I.L., Roslyakov P.V., Luning B. Application of condensing heat utilizers at heat-power engineering objects (Review). *Thermal Engineering*, 2018, vol. 65, no. 10, pp. 677–690. <https://doi.org/10.1134/s0040601518100038>
2. Apitsyna O.S., Malyshev A.A., Zaitsev A.V., Malinina O.S. Modeling of heat-hydrodynamic processes in evaporators of low-temperature systems with intrachannel boiling of refrigerants. *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics*, 2023, vol. 23, no. 2, pp. 422–429. (in Russian). <https://doi.org/10.17586/2226-1494-2023-23-2-422-429>
3. Bonneau C., Josset C., Melot V., Auvity B. Comprehensive review of pure vapour condensation outside of horizontal smooth tubes. *Nuclear Engineering and Design*, 2019, vol. 349, pp. 92–108. <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2019.04.005>
4. Huang J., Zhang J., Wang L. Review of vapor condensation heat and mass transfer in the presence of non-condensable gas. *Applied Thermal Engineering*, 2015, vol. 89, pp. 469–484. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.06.040>
5. El Fil B., Kini G., Garimella S. A review of dropwise condensation: Theory, modeling, experiments, and applications. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, vol. 160, pp. 120172. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120172>
6. Tan Z., Cao Z., Chu W., Wang Q. Improvement on evaporation-condensation prediction of Lee model via a temperature deviation based dynamic correction on evaporation coefficient. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2023, vol. 48, pp. 103147. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2023.103147>
7. Minko K.B., Artemov V.I., Klement'ev A.A. Simulation of condensation of stagnant or moving saturated vapor on a horizontal tube using the volume-of-fluid (VOF) method. *Thermal Engineering*, 2023, vol. 70, no. 3, pp. 175–193. <https://doi.org/10.1134/s0040601523030059>
8. Yankov G.G., Milman O.O., Minko K.B., Artemov V.I. Simulation of the condensation processes of R113 in a horizontal pipe by the VOF method. *Thermal Engineering*, 2023, vol. 70, no. 11, pp. 860–874. <https://doi.org/10.1134/s0040601523110137>
9. Minko K.B., Artemov V.I., Yan'kov G.G., Krylov V.S. Numerical simulation of steam condensation in a steam-gas mixture flow in a variable-section channel with a bundle of smooth horizontal tubes. *Thermal Engineering*, 2019, vol. 66, no. 12, pp. 928–935. <https://doi.org/10.1134/s0040601519120061>
10. Minko K.B., Yankov G.G., Artemov V.I., Milman O.O. A mathematical model of forced convection condensation of steam on smooth horizontal tubes and tube bundles in the presence of noncondensables. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2019, vol. 140, pp. 41–50. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.05.099>
11. Minko K.B., Artemov V.I., Yan'kov G.G., Krylov V.S. Verification of the mathematical model of steam film condensation from a flowing steam-air mixture on a bundle made of horizontal tubes. *Thermal Engineering*, 2019, vol. 66, no. 11, pp. 804–811. <https://doi.org/10.1134/s004060151911003x>
12. Minko K.B., Yan'kov G.G., Krylov V.S., Klementiev A.A. An engineering model of steam condensation from a flowing steam-gas mixture on a bundle made of horizontal tubes. *Thermal Engineering*, 2021, vol. 68, no. 9, pp. 705–716. <https://doi.org/10.1134/s0040601521080061>
13. Osakabe M., Itoh T., Yagi K. Condensation heat transfer of actual flue gas on horizontal tubes. *Proceedings of the 5<sup>th</sup> ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference*, San Diego, California, 1999, pp. 1–8.
14. Lin C.-X., Wang D., Bao S. Numerical modeling and simulation of condensation heat transfer of a flue gas in a bundle of transport membrane tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, vol. 60, pp. 41–50. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.12.053>
15. Yang K., Yang J., Da Y., Han L., Deng L., Che D. A numerical study on convective condensation of flue gas in tubular heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, 2024, vol. 243, pp. 122524. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.122524>
16. Wu X., Che D. A numerical study of high moisture flue gas in tube banks. *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, 2014, vol. 65, no. 4, pp. 357–377. <https://doi.org/10.1080/10407782.2013.831673>

17. Vyskocil L., Schmid J., Macek J. CFD simulation of air–steam flow with condensation // *Nuclear Engineering and Design*. 2014. V. 279. P. 147–157. <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2014.02.014>
18. Menter F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications // *AIAA Journal*. 1994. V. 32. N 8. P. 1598–1605. <https://doi.org/10.2514/3.12149>
19. Taniguchi H., Kudo K., Hwang Q.-R., Fujii A. Heat and mass transfer from air with high water vapor content (Latent heat recovery from flue gas) // *JSME international journal. Ser. 2, Fluids engineering, heat transfer, power, combustion, thermophysical properties*. 1988. V. 31. N 2. P. 299–305. [https://doi.org/10.1299/jsmeb1988.31.2\\_299](https://doi.org/10.1299/jsmeb1988.31.2_299)
20. Osakabe M., Ishida K., Yagi K., Itoh T., Ohmasa K. Condensation heat transfer on tubes in actual flue gas // *Heat Transfer — Asian Research*. 2001. V. 30. N 2. P. 139–151. [https://doi.org/10.1002/1523-1496\(200103\)30:2<139::AID-HTJ5>3.0.CO;2-0](https://doi.org/10.1002/1523-1496(200103)30:2<139::AID-HTJ5>3.0.CO;2-0)

### Авторы

**Брызгунов Павел Александрович** — аспирант, Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, 111250, Российская Федерация, [sc 57844836600](https://orcid.org/0000-0003-3710-5116), <https://orcid.org/0000-0003-3710-5116>, [bryzgunovpa@mpei.ru](mailto:bryzgunovpa@mpei.ru)

**Рогалев Андрей Николаевич** — доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой, Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, 111250, Российская Федерация, [sc 34980078500](https://orcid.org/0000-0001-7256-0144), <https://orcid.org/0000-0001-7256-0144>, [rogalevan@mpei.ru](mailto:rogalevan@mpei.ru)

**Киндра Владимир Олегович** — кандидат технических наук, доцент, Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, 111250, Российская Федерация, [sc 57023993700](https://orcid.org/0000-0002-8406-7901), <https://orcid.org/0000-0002-8406-7901>, [kindravo@mpei.ru](mailto:kindravo@mpei.ru)

**Комаров Иван Игоревич** — доктор технических наук, доцент, доцент, Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, 111250, Российская Федерация, [sc 56105319600](https://orcid.org/0000-0003-3853-8220), <https://orcid.org/0000-0003-3853-8220>, [komarovii@mpei.ru](mailto:komarovii@mpei.ru)

**Злышко Ольга Владимировна** — кандидат экономических наук, доцент, доцент, Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, 111250, Российская Федерация, [sc 57060525900](https://orcid.org/0000-0003-0554-4026), <https://orcid.org/0000-0003-0554-4026>, [zlyvkoov@mpei.ru](mailto:zlyvkoov@mpei.ru)

Статья поступила в редакцию 12.04.2024  
Одобрена после рецензирования 23.04.2024  
Принята к печати 22.07.2024

### Authors

**Pavel A. Bryzgunov** — PhD Student, National Research University MPEI, Moscow, 111250, Russian Federation, [sc 57844836600](https://orcid.org/0000-0003-3710-5116), <https://orcid.org/0000-0003-3710-5116>, [bryzgunovpa@mpei.ru](mailto:bryzgunovpa@mpei.ru)

**Andrey N. Rogalev** — D.Sc., Associate Professor, Head of Department, National Research University MPEI, Moscow, 111250, Russian Federation, [sc 34980078500](https://orcid.org/0000-0001-7256-0144), <https://orcid.org/0000-0001-7256-0144>, [rogalevan@mpei.ru](mailto:rogalevan@mpei.ru)

**Vladimir O. Kindra** — PhD, Associate Professor, National Research University MPEI, Moscow, 111250, Russian Federation, [sc 57023993700](https://orcid.org/0000-0002-8406-7901), <https://orcid.org/0000-0002-8406-7901>, [kindravo@mpei.ru](mailto:kindravo@mpei.ru)

**Ivan I. Komarov** — D.Sc., Associate Professor, Associate Professor, National Research University MPEI, Moscow, 111250, Russian Federation, [sc 56105319600](https://orcid.org/0000-0003-3853-8220), <https://orcid.org/0000-0003-3853-8220>, [komarovii@mpei.ru](mailto:komarovii@mpei.ru)

**Olga V. Zlyvko** — PhD (Economy), Associate Professor, Associate Professor, National Research University MPEI, Moscow, 111250, Russian Federation, [sc 57060525900](https://orcid.org/0000-0003-0554-4026), <https://orcid.org/0000-0003-0554-4026>, [zlyvkoov@mpei.ru](mailto:zlyvkoov@mpei.ru)

Received 12.04.2024  
Approved after reviewing 23.04.2024  
Accepted 22.07.2024



Работа доступна по лицензии  
Creative Commons  
«Attribution-NonCommercial»