

doi: 10.17586/2226-1494-2024-24-4-645-653

УДК 536.7

Конфигурируемые модели горения в камере сгорания микротурбинного двигателя с возможностью подключения различных физико-химических процессов

Павел Викторович Булат¹, Леонид Олегович Вокин²,
Константин Николаевич Волков³, Александр Борисович Никитенко⁴,
Николай Васильевич Продан⁵, Максим Евгеньевич Ренев⁶✉

^{1,2,3,4,5,6} Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, 190005, Российская Федерация

¹ pavelbulat@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0099-9953>

² leonidvokin@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-2944-1822>

³ k.volkov@kingston.ac.uk, <https://orcid.org/0000-0001-6055-2323>

⁴ nikitenko_alex@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0003-8070-3733>

⁵ kolinti@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6383-039X>

⁶ renevme@mail.ru✉, <https://orcid.org/0000-0002-0583-0607>

Аннотация

Введение. Разработаны математическая и числовая модели горения топливной смеси в камере сгорания микротурбинного двигателя. Сложность модели может меняться, что дает разработчикам достаточно удобный инструмент расчета и проектирования. Модели позволяют учитывать требуемые задачи проектирования путем подключения и отключения различных физических процессов, создавать оптимальную по уровню сложности модель для каждого конкретного случая. **Метод.** Разработка требуемой конфигурации начинается с рассмотрения простой модели брутто-реакции горения керосина в воздухе без сопряженного теплообмена с твердыми телами. Поэтапно в методику расчета добавляются модели расширенной кинетики, закрученности потока, излучения, теплообмена со стенками, наличия смазки в керосине. **Основные результаты.** Результаты расчета температуры на стенке и полноты сгорания сравнивались с показателями турбореактивных двигателей фирмы JetCat P100-RX и P550-PRO, интегральные характеристики которых хорошо известны. В ходе выполненных расчетных и экспериментальных исследований проведено сравнение пятен побеглости на стенках камеры сгорания с расчетными распределениями температуры. Получено высокое совпадение результатов для полной математической модели. Выявлен эффект лучшего охлаждения камеры сгорания и увеличения полноты сгорания за счет закрутки потока за компрессором. Подтверждено влияние добавки масла в керосин на увеличение удельного расхода топлива на 1–4 %. **Обсуждение.** Значимость полученных результатов состоит в возможности применения предложенной методики расчета в инженерной практике. Рассмотренные модификации модели представляют важный этап в создании и верификации математической модели внутрикамерных процессов.

Ключевые слова

малоразмерный газотурбинный двигатель, камера сгорания, численное моделирование, валидация

Благодарности

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в ходе реализации проекта «Разработка фундаментальных и прикладных основ перспективных методов увеличения эффективности малоразмерных газотурбинных двигателей беспилотных летательных аппаратов и аэрокосмических транспортных систем, а также наземных энергетических установок», № FZWF-2024-0004.

Ссылка для цитирования: Булат П.В., Вокин Л.О., Волков К.Н., Никитенко А.Б., Продан Н.В., Ренев М.Е. Конфигурируемые модели горения в камере сгорания микротурбинного двигателя с возможностью подключения различных физико-химических процессов // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики. 2024. Т. 24, № 4. С. 645–653. doi: 10.17586/2226-1494-2024-24-4-645-653

© Булат П.В., Вокин Л.О., Волков К.Н., Никитенко А.Б., Продан Н.В., Ренев М.Е., 2024

Configurable combustion models of combustion chamber of microturbine engine with possibility of connecting various physico-chemical processes

Pavel V. Bulat¹, Leonid O. Vokin², Konstantin N. Volkov³, Alexander B. Nikitenko⁴, Nikolay V. Prodan⁵, Maksim E. Renev⁶✉

^{1,2,3,4,5,6} Baltic State Technical University “VOENMEH” named after D.F. Ustinov, Saint Petersburg, 190005, Russian Federation

¹ pavelbulat@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-0099-9953>

² leonidvokin@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0003-2944-1822>

³ k.volkov@kingston.ac.uk, <https://orcid.org/0000-0001-6055-2323>

⁴ nikitenko_alex@mail.ru, <https://orcid.org/0009-0003-8070-3733>

⁵ kolinti@mail.ru, <https://orcid.org/0000-0002-6383-039X>

⁶ renevme@mail.ru✉, <https://orcid.org/0000-0002-0583-0607>

Abstract

Mathematical and numerical models of the combustion of a fuel mixture in the combustion chamber of a microturbine engine have been developed. Complexity of the models can vary, which gives developers a fairly convenient calculation and design tool. Models allow to take into account the required design tasks by considering and not taking into account various physical processes, and create an optimal complexity model for each specific case. The development of the required configuration begins with the consideration of a simple model of the global kerosene in air combustion reaction without conjugate heat exchange with solids. Step by step, models of extended kinetics, swirling flow, radiation, heat exchange with walls, and the presence of lubricant oil in kerosene are added to the calculation methodology. The results of calculating the wall temperature and combustion completeness were compared with those of JetCat P100-RX and P550-PRO turbojet engines, the integral characteristics of which are well known. In the course of the performed computational and experimental studies, a comparison of the run-off spots on the walls of the combustion chamber with the calculated temperature distributions was performed. A good agreement of the results was obtained for the complete mathematical model. The effect of better cooling of the combustion chamber and increasing the completeness of combustion by twisting the flow behind the compressor is revealed. The effect of the addition of oil to kerosene on an increase in specific fuel consumption by 1–4 % has been determined. The significance of the results obtained lies in the possibility of applying the proposed calculation methodology in engineering practice. The considered modifications of the model represent an important stage in the creation and verification of a mathematical model of in-chamber processes.

Keywords

micro gas turbine engine, combustion chamber, numerical simulation, validation

Acknowledgements

This work was financially supported by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation during the implementation of the project “Development of fundamental and applied principles of promising methods for increasing the efficiency of small-sized gas turbine engines of unmanned aerial vehicles and aerospace transport systems, as well as ground-based power plants”, No. FZWF-2024-0004.

For citation: Bulat P.V., Vokin L.O., Volkov K.N., Nikitenko A.B., Prodan N.V., Renev M.E. Configurable combustion models of combustion chamber of microturbine engine with possibility of connecting various physico-chemical processes. *Scientific and Technical Journal of Information Technologies, Mechanics and Optics*, 2024, vol. 24, no. 4, pp. 645–653 (in Russian). doi: 10.17586/2226-1494-2024-24-4-645-653

Введение

На современном этапе развития газотурбинной техники остро стоит вопрос новых методов организации горения в камерах сгорания. Связано это с тем, что традиционные методы совершенствования газотурбинных двигателей (ГТД) давно исчерпаны. В микро-ГТД проблема стоит острее, так как накладывается несколько дополнительных факторов: сложность охлаждения турбины и, как следствие, низкая температура горения, большие относительные зазоры и связанные с этим сложности получения высоких давлений за компрессором. В больших энергетических турбинах, не имеющих серьезных ограничений на габариты и массу, находят применение технологии сжигания сверхбедных смесей, технологии плазменного горения [1, 2], промежуточное охлаждение воздуха между ступенями компрессора и перемешивание горячего и холодного газов при многостадийном сжигании топлива в камере сгорания. Для микро-ГТД все эти методы неприменимы в силу масштаба, габаритных и стоимостных ограничений.

Затруднено и экспериментальное изучение процессов горения.

Известны экспериментальные и численные исследования, в которых представлены подходы различной степени сложности к проектированию и совершенствованию микро-ГТД [3–5] для различных задач. Среди таких подходов можно выделить расчеты в нульмерной постановке [6, 7], и в динамической модели двигателя [8], результаты которых сравниваются с данными по удельному расходу топлива, полученному в ходе летных экспериментов.

В работе [5] рассмотрены особенности расчетов основных элементов проточной части микро-ГТД (центробежный компрессор, противопоточная камера сгорания, радиально-осевая турбина). Использована простая модель горения без сопряженного теплообмена для быстрого выяснения самых нагретых частей жаровой трубы. При этом исключена возможность охлаждения труб излучением и внутренними тепловыми потоками.

В работах [9–11] построены модели стационарных и нестационарных рабочих процессов в двигателе JetCat

P400, а численные расчеты проведены для различных скоростей вращения вала турбины и расхода воздуха. Различные исследователи экспериментируют со степенью сложности модели химической кинетики и количеством реакций. Так, в работе [12] использована модель, в которой учтены 1127 химических реакций для 127 компонент топливной смеси. При помощи данной модели получены распределения в камере сгорания параметров потока (давления, температуры и скорости), а также интегральные характеристики двигателя JetCat P200-RX. Высокая сложность моделей, требующих больших вычислительных ресурсов, не всегда практична и оправдана. Часто достаточно «инженерной» точности, как это показано в работе [13], в которой выполнено моделирование горения смеси керосина и жидкого водорода в ракетном двигателе РД-120. Целая серия работ посвящена изучению возможности численного моделирования работы энергетических наземных микро-ГТД на природном газе и его смеси с водородом [14, 15], биогазе и продуктах пиролиза [16, 17], синтез-газе (горючая смесь $\text{CO} + \text{H}_2$, получаемая из углеводородов, биомассы) [18], других типах топлива [19], в том числе с использованием усложненных и многостадийных схем сжигания [20]. В этих работах для водорода использовалась брутто-реакция горения, хотя известно, что горение водорода имеет цепной характер реакций. Отметим, что в данных работах не рассмотрено излучение и сопряженный теплообмен газа с металлом камеры сгорания.

В обзорных работах [21, 22] приведена подборка простых моделей для микро-ГТД, в том числе горения в камере сгорания. И отмечено, что известные модели не позволяют делать подробный анализ механизмов горения и получать достоверные объемные распределения полей газодинамических параметров в камере сгорания, однако пригодны для первичных и простых оценок.

В настоящем исследовании сформулирована цель построения компонентной математической и численной модели горения керосина в воздухе в камере сгорания микро-ГТД, в которой можно было бы подключать и отключать модели отдельных физико-химических процессов и, таким образом, изучать их влияние на локальные и интегральные характеристики камеры сгорания микро-ГТД.

Метод

В качестве объекта исследования выбраны камеры сгорания (рис. 1) известных микро-ГТД фирмы JetCat¹ — JetCat P100-RX и JetCat P550-PRO. Это малогабаритные турбореактивные двигатели, создающие тягу 100 и 550 Н соответственно, при расходах керосина 390 и 1650 мл/мин, смешанного с маслом для смазки подшипников в количестве 5 % от массы горючего. Степень сжатия воздуха в компрессоре 2,9 и 3,8, а расходы воздуха 0,23 и 0,93 кг/с соответственно.

Камера сгорания работает следующим образом. Воздух из диффузора компрессора 1 поступает под

давлением в зазоры: между корпусом двигателя 5 и стенками жаровой трубы 2 камеры сгорания, между жаровой трубой и втулкой 4. Керосин в смеси с маслом подается в испарительные трубки 3. В них керосин испаряется. Пары попадают из испарительных трубок в объем жаровой трубы 2. Через отверстия в жаровой трубе подается воздух. Внутри жаровой трубы имеется очаг горения, создаваемый свечой зажигания.

Выполнено сравнение части численных результатов на микро-ГТД JetCat P100-RX с результатами — JetCat P550-PRO. В качестве материала камер сгорания в расчетах принята нержавеющая сталь AISI 430. Математическая модель построена путем постепенного усложнения за счет добавления к исходной простой брутто-модели горения моделей, учитывающих дополнительные физико-химические процессы.

Модель I. Стационарная задача. Решаются усредненные по Рейнольдсу уравнения Навье–Стокса ($k-\omega$ SST — Shear Stress Transport) для совершенного газа, представляющего собой смесь продуктов сгорания с учетом брутто-реакции горения (керосин-кислород, встроенная в программу Ansys Fluent, в которой были выполнены все расчеты). Сопряженный теплообмен не учтен. На входе в камеру сгорания (после компрессора) задается воздух с полным давлением 294 кПа и температурой 450 К. В испарительные трубки подается извне чистый керосин с расходом 390 мл/мин на испарительные трубки. На выходе из камеры сгорания задается статическое давление так, чтобы полный поток воздуха соответствовал заявленному значению 0,23 кг/с. Разностная сетка состоит из 1,5 млн элементов и строится для 1/12 части расчетной области. Модель взаимодействия турбулентности и пламени — Eddy Dissipation Concept. Химический решатель — Stiff Solver.

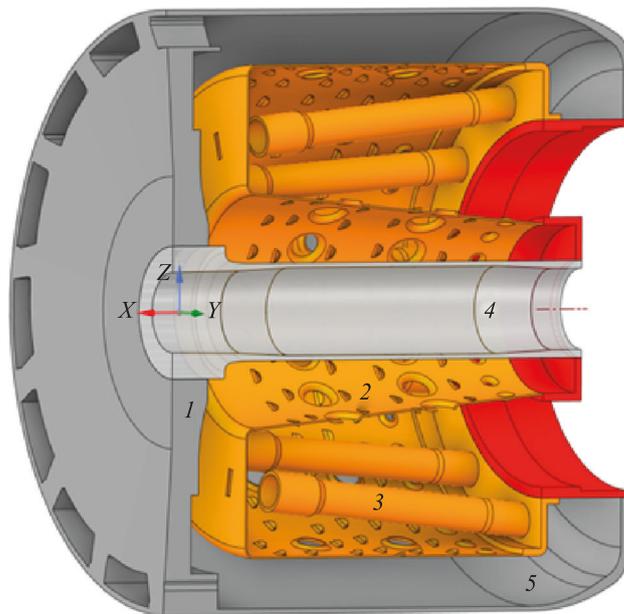


Рис. 1. Камера сгорания двигателя JetCat: 1 — диффузор; 2 — жаровая труба; 3 — испарительная трубка; 4 — втулка; 5 — корпус двигателя

Fig. 1. JetCat engine combustion chamber, 1 — diffuser, 2 — flame tube, 3 — evaporator tube, 4 — bushing, 5 — engine housing

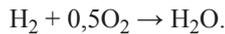
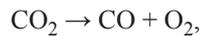
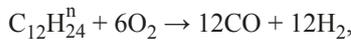
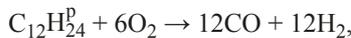
¹ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <https://www.jetcat.de/en> (дата обращения: 16.07.2024).

Модель II. В дополнение к модели I учитывается сопряженный теплообмен. В качестве материала стенок жаровой трубы и испарительных трубок принята сталь с теплопроводностью 16 Вт/(м·К). Остальные части (втулка, диффузор, корпус) — из алюминия. Граничные условия дополнены условиями охлаждения корпуса двигателя снаружи излучением. Тепловой поток F_{rad} с учетом нормальной температуры среды и коэффициентов видимости и серости алюминия при температуре стенки T принят

$$F_{rad} = 0,1K_{SB}(T^4 - (293[\text{K}])^4),$$

где K_{SB} — постоянная Стефана–Больцмана.

Модель III с расширенной кинетикой. Рассматриваются 8 компонент смеси: два сорта керосина (парафиновый «р» и нафтенный «п»), молекулярный азот и кислород (O_2), углекислый газ (CO_2) и вода (H_2O), угарный газ (CO) и молекулярный водород (H_2)



Нафтенный сорт керосина сложнее воспламеняется, чем парафиновый, и их массовые доли в керосине равны 0,417 (р) и 0,583 (п). Коэффициенты и реакции описаны в работе [13].

Модель IV, излучение. Добавляется модель излучения Discrete Ordinate. Это модель, учитывающая излучение/поглощение поверхностями твердых тел и газообразной средой. Излучение переносится «лучами» с учетом направления. Для поверхностей твердых тел задается коэффициент серости (стальная жаровая труба — 0,9, алюминий — 0,2). Для расчета излучения пламени используется коэффициент поглощения WSGGM-domain-based. Он автоматически рассчитывается по составу среды и ее термодинамическому состоянию.

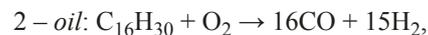
Модель V, испарительные трубки. В реальном двигателе испарительные трубки нагреваются в результате горения топливной смеси в объеме камеры сгорания, а при зажигании факелом — дополнительной запаленной трубки, оснащенной электрической свечой зажигания. Чтобы уйти от проблем, связанных с фазовым переходом керосина из жидкого состояния в газообразное, в модели V принято, что керосин подается в камеру сгорания уже в газообразном состоянии. Считается, что испарительные трубки выполняют свою функцию в полной мере, т. е. керосин испаряется в них полностью. Для этого внутри жаровой трубы во время горения к трубкам должна поступать тепловая энергия, равная энергии испарения керосина. В расчетах задается фиксированная равномерно распределенная поверхностная мощность охлаждения трубок, которая определяется расходом топлива, теплотой его испарения и площадью поверхности трубок.

Модель VI, различные уравнения турбулентности. Проведено дополнительное исследование зави-

симости результатов решения от модели турбулентности. Рассматривались модели k - ϵ и k - ω SST. Основное отличие моделей в точности описания пристеночных процессов, определяющих тепловое состояние стенок жаровой трубы и их охлаждение. Модель k - ϵ считается приемлемой для расчета течения в «объеме» вдали от стенок и используется для расчета пограничных слоев и пристенных течений пристеночные функции. Модель k - ω SST может быть применена и для точного расчета течения вблизи стенок, но требует подробной разностной сетки для разрешения пограничного слоя.

Модель VII, закрученный поток. Во многих нуль- и одномерных моделях не учитывается, что за компрессором поток закручивается и отклоняется в цилиндрических координатах на угол порядка 30° относительно вектора e_φ . В данной модификации модели этот эффект учтен.

Модель VIII, масло в горючем. В микро-ГТД для экономии места и массы не используется отдельная система для смазки подшипников. Они смазываются смесью керосина (95 %) и машинного масла (5 %) из топливного бака. Расход топливной смеси на смазку составляет примерно 1/7 полного расхода топлива у двигателей JetCat P100-RX и 1/12 у JetCat P550-PRO. Масло имеет низшую теплотворную способность, равную 41 МДж/кг, в то время как керосин — 43 МДж/кг. Естественно предположить, что добавка масла к горючему может оказать влияние на температуру пламени и полноту сгорания. Молекула масла сложнее молекулы керосина, следовательно, процессы ее разложения до CO и H_2 должны идти дальше. Только после разложения молекулы начинают протекать наиболее экзотермические реакции образования H_2O и CO_2 . В методике уже имеется модель разложения керосина до синтез-газа и его последующего горения. Необходимо добавить реакции разложения машинного масла до синтез-газа. В работе [17] приведены данные по тепловому разложению отработанного машинного масла в кислородной среде с измерением скорости реакции. Реакция [17] проходила в два этапа и зависела от мощности нагрева капли-образца (L) и ее массы. На первом этапе — испарение, на втором — разложение:



$$\frac{S_{1-oil}}{[\text{C}_{16}\text{H}_{30}]} = 280 \times 10^3 \left[\frac{1}{c} \right] \exp\left(\frac{-38 \times 10^6 [\text{Дж/кмоль}]}{RT} \right),$$

$$\frac{S_{2-oil}}{[\text{C}_{16}\text{H}_{30}]} = 15,7 \times 10^6 \left[\frac{1}{c} \right] \times \left([\text{O}_2] \exp\left(\frac{-166 \times 10^6 [\text{Дж/кмоль}]}{RT} \right) \right),$$

где R — универсальная газовая постоянная; S_{1-oil} и S_{2-oil} — скорости реакции разложения масла с концентрацией $[\text{C}_{16}\text{H}_{30}]$.

Для пересчета скорости реакции под условия текущей задачи были сделаны следующие предположения. Считается, что капля вытекает из трубки дискретно с частотой один раз в миллисекунду и ее испарение на-

чинается с момента покидания испарительной трубки. Известный расход масла и заданная частота образования каплей позволяет вычислить размеры и массу капли. Нагрев капли масла происходит в пламени при температуре до 2000 К, что является типичной температурой в факеле. Необходимо отметить, что сделанные предположения никак не влияют на реакции разложения и на количество синтез-газа. Некоторые ошибки могут быть в скорости образования паров масла и, соответственно, в составе газа в окрестности выходных отверстий испарительных трубок. Однако доля масла в горючем мала и это влияние не может быть ощутимым.

Результаты

В результате расчетов получены распределения температуры (T) и давления (p) на стенках камеры сгорания и испарительных трубках, расчетные пятна побежалости на стенках камеры сгорания и профили средних параметров (V — скорость) по сечению камеры сгорания. Осреднение параметров производилось по площади поперечного сечения в разных сечениях по длине камеры сгорания. Распределения некоторых из этих результатов представлены на рис. 2, 3. Средние величины представлены на рис. 4.

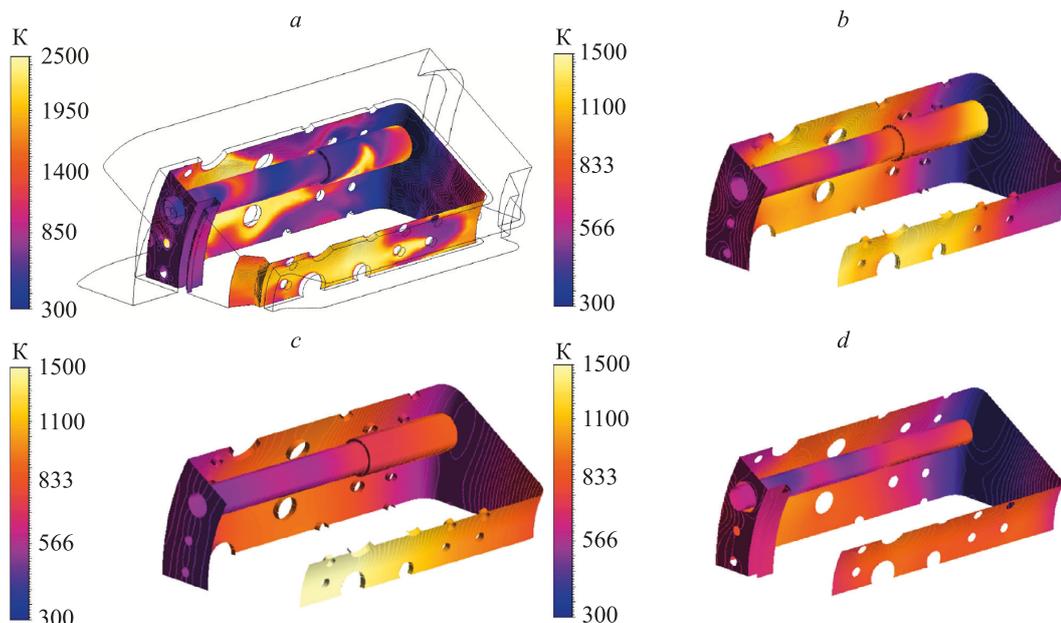


Рис. 2. Распределение температуры на стенках жаровой трубы для моделей: I (a); II (b); III (c); IV (d)

Fig. 2. Temperature distribution on the walls of the flame tube for models: I (a); II (b); III (c); IV (d)

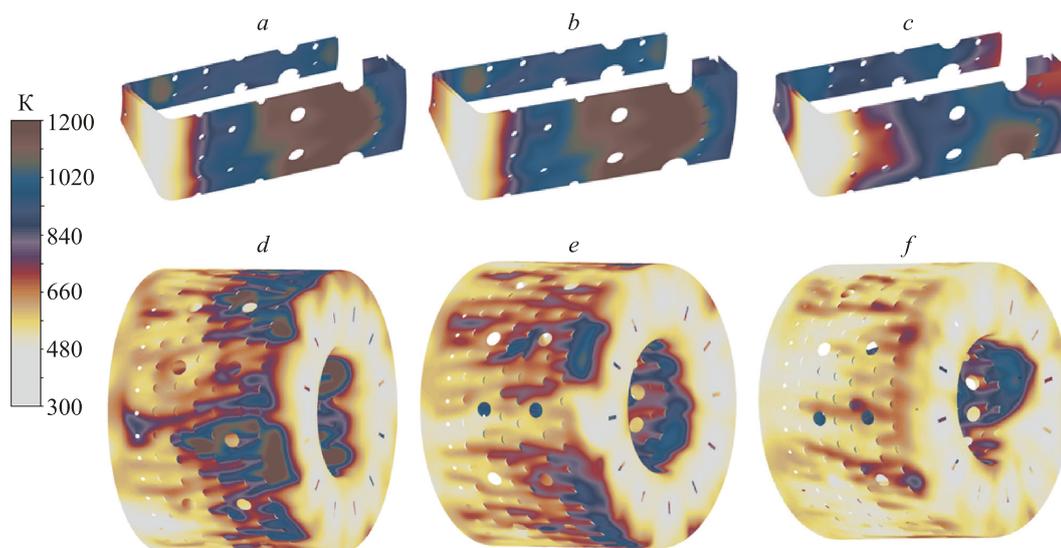


Рис. 3. Распределение пятен побежалости для жаровых труб двигателей JetCat P100-RX (a–c) и JetCat P550-PRO (d–f) для моделей турбулентности: $k-\omega$ (a, d); $k-\epsilon$ (модель VI) (b, e); $k-\epsilon$ и закрутка потока (модель VII) (c, f)

Fig. 3. Distribution of tarnish spots for flame tubes JetCat P100-RX (a–c) and JetCat P550-PRO (d–f) for turbulence models: $k-\omega$ (a, d); $k-\epsilon$ (model VI) (b, e); $k-\epsilon$ and flow swirl (model VII) (c, f)

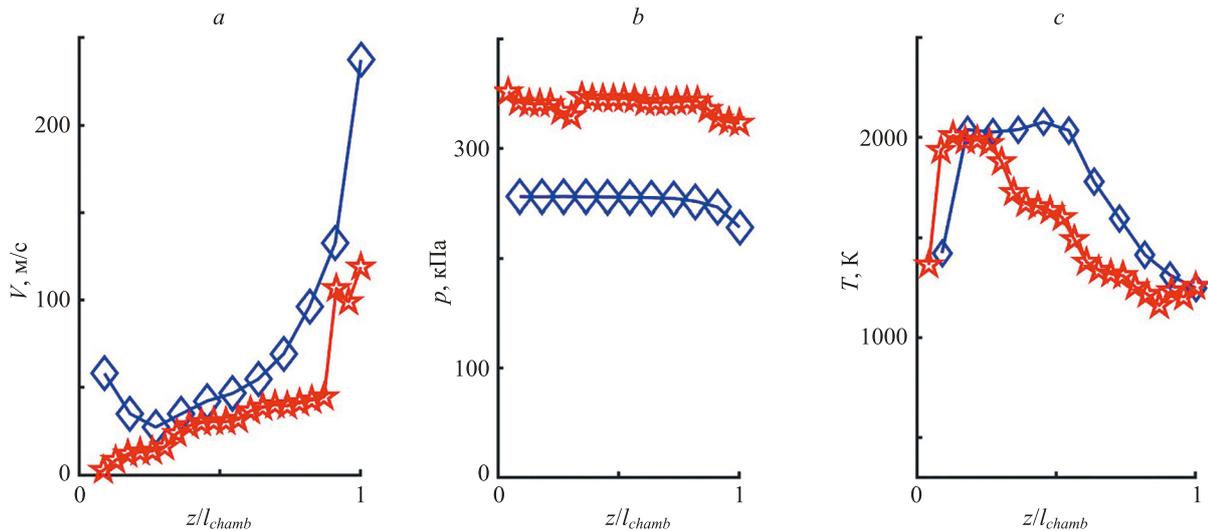


Рис. 4. Зависимости средних значений скорости V (a), давления p (b) и температуры T (c) по сечению внутри жаровой трубы камер сгорания двигателей JetCat P100-RX (\diamond) и JetCat P550-PRO (\star) от нормированной на длину трубы l_{chamb} координаты вдоль оси трубы z

Fig. 4. Dependences of the average mass flow rate through the section inside the flame tube of the characteristics — velocity (a), static pressure (b), static temperature (c) of the JetCat P100-RX (\diamond) and JetCat P550-PRO (\star) combustion chambers on the coordinates normalized to the length of the pipe l_{chamb} along the pipe axis z

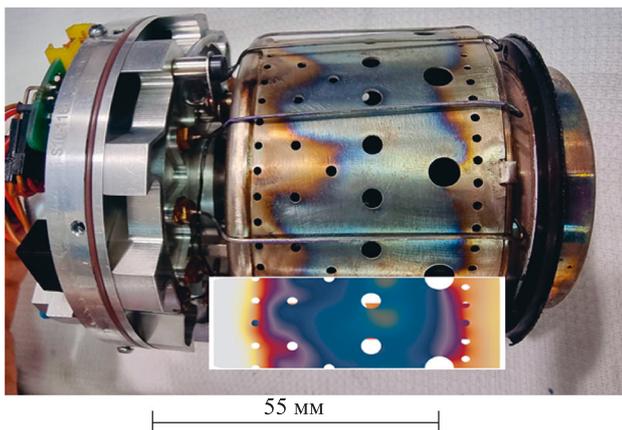


Рис. 5. Распределение цветов побежалости на поверхности жаровой трубы для камеры сгорания двигателя JetCat P100-RX (холостой ход)

Fig. 5. Distribution of tarnish colors on the surface of the flame tube for the combustion chamber of the JetCat P100-RX engine (idle)

Выполнено сравнение пятен побежалости из расчетов камеры сгорания с пятнами, физически образовавшимися на стенках камеры сгорания (рис. 5), а также с температурой газа за турбиной, которую выдавал датчик температуры, установленный на двигателе. Известная степень понижения давления на колесе турбины позволяла вычислить температуру перед турбиной и сравнить ее с данными численного расчета процессов горения.

Обсуждение

Полученные результаты позволили выявить степень влияния физико-химических процессов на горение и

формирование температурных полей. Самая простая модель (модель I) дает сильно завышенные температуры, которые превышают фактические более чем на 500 К. Учет теплообмена (модель II) позволяет моделировать охлаждение внутренних стенок и приводит к более реалистичному распределению температуры, но максимальная температура уменьшается всего на 100 К. Более подробная кинетика (модель III) позволяет вычислять степень полноты сгорания, при этом максимальные температуры еще незначительно понизились. Продольные размеры факела все еще значительно больше, чем следует из результатов эксперимента. В результате температура внутренней стенки жаровой трубы в районе выхода к направляющему аппарату турбины существенно выше, чем ожидается, исходя из известных характеристик материала камеры сгорания.

Учет излучения (модель IV) ожидаемо привел к уменьшению температуры в области горения и на стенках, так как интенсивность теплового потока излучения пропорциональна температуре в четвертой степени. Температура у выхода из камеры сгорания упала сразу на 500 К, по сравнению с моделью I. В экспериментах с двигателем JetCat P100-RX датчик температуры за турбиной на максимальном режиме работы (частота вращения 154 000 об/мин) определил значение 1010 К, что позволило по степени понижения давления на колесе турбины найти температуру перед ней — 1150 К. Среднее по сечению значение температуры, полученное в результате численного расчета, равнялось 1210 К, т. е. отличие составило всего 60 К. С учетом того, что речь идет именно о среднем значении, это очень хороший результат.

Дополнительно был изучен вопрос влияния на результаты расчетов модели VIII испарения смеси горючего и масла. Для этого в модель был добавлен эффект затрат тепла на фазовый переход. Поскольку теплота испарения керосина (240 кДж/кг) в 180 раз меньше,

чем теплота его сгорания (43 000 кДж/кг), то значимого эффекта не было обнаружено. Исследование влияния масла в горючем происходило следующим образом. Выполнялись расчеты в одинаковых условиях для смеси 100 % керосина с воздухом, 95 % керосина с воздухом (более бедная смесь), 95 % керосина и 5 % масла с воздухом. Добавление 5 % масла приводит к уменьшению полноты сгорания на 4 % для двигателя JetCat P100-RX и на 1 % для JetCat P550-PRO. Разница связана с тем, что у JetCat P100-RX топливо подается через 7 трубок, а у JetCat P550-PRO — через 12. Изначально лучшее смешение приводит к увеличению нахождения топливной смеси в области горения и масло успевает сгорать.

Закрутка потока (модель VII) приводит к увеличению гидравлических потерь с 8 до 14 % у JetCat P100-RX и с 5 до 9 % у JetCat P550-PRO за счет потерь на вихреобразование. Полнота сгорания при этом возросла с 98 и 92 % до 99 и 98 % соответственно, из-за большего времени нахождения топливной смеси в зоне горения. Температура жаровой трубы уменьшилась.

Исследование применимости моделей турбулентности выполнялось в секторе 1/12 с периодическими граничными условиями на сетке с 1,5 млн ячеек для JetCat P100-RX и 2 млн ячеек для JetCat P550-PRO. На одной и той же расчетной сетке со сгущениями вблизи металлических стенок в случае JetCat P100-RX модели турбулентности $k-\epsilon$ (с пристеночными функциями) и $k-\omega$ SST (прямое разрешение течения у стенок) дали идентичный результат, что неудивительно, так как в этих условиях модели $k-\omega$ SST и $k-\epsilon$ эквиваленты. В случае двигателя JetCat P550-PRO камера сгорания гораздо крупнее, сетка была построена грубая. Модель $k-\epsilon$ дала результат согласующийся с экспериментом. Модель $k-\omega$ SST, в свою очередь, привела к, очевидно, завышенным температурам и показала признаки перегорания жаровой трубы, отличия в пятнах побежалости в то время, как известно, что двигатель работоспособен. Таким образом, можно сделать вывод, что даже на подробных сетках с количеством ячеек больше 1 млн использование приставочных функций в условиях горения является более предпочтительным, чем прямое разрешение пограничного слоя.

Учет всех физических явлений позволил получить очень хорошее качественное совпадение фактических цветов побежалости и расчетных (рис. 5). Качественно верно передаются и распределения средних параметров вдоль камеры сгорания (рис. 4). Давление в области горения остается примерно постоянным, что соответствует термодинамическому циклу горения при постоянном объеме. Профиль средней скорости примерно соответствует результатам одномерного расчета. У двигателя JetCat P550-PRO скорость в области горения монотонно растет и скачком увеличивается у входа в направляющий аппарат турбины, что объясняется посасывающим эффектом, который создает турбина. У JetCat P100-RX — более простой и менее совершенный диффузор компрессора, чем у JetCat P550-PRO, поэтому скорость на входе в камеру сгорания большая, и поток сначала тормозится, а потом разгоняется. Профиль температуры у обоих двигателей подобен друг другу. Имеется «полка» с постоянной температурой в области горения. Ее длина — величина размерная и определяется давлением и температурой, а также временем протекания химических реакций. В относительных величинах у более длинной камеры сгорания JetCat P550-PRO этот участок короче, хотя в абсолютных величинах он почти такой же, как у JetCat P100-RX. Падение температуры ниже по течению связано с перемешиванием продуктов горения, в которых продолжают химические реакции, с более холодным воздухом, поступающим через отверстия в стенках жаровой трубы камеры сгорания.

Результаты анализа влияния различных физико-химических процессов на качество моделирования сведены в таблицу. Время расчета простейшей модели I для JetCat P100-RX — менее 0,5 ч. Наиболее ресурсоемкая часть модели I — расчет излучения с учетом направления Discrete Ordinate (модель IV). Практически никак не сказалось на скорости расчета: учет тепловых потоков в стенках (модель II), охлаждение испарением (модель V), закрутка потока (модель VII). Время расчета полной модели (модель VIII) для JetCat P100-RX с использованными упрощениями и сеткой составляло около 8 ч. В случае JetCat P550-RX требовалось около 16 ч. Вычислительный процессор — Intel Xeon Gold 6248R.

Таблица. Эффект от подключения различных механизмов в модели
Table. The effect of adding different mechanisms in the model

Модель	Физический процесс	Эффект
I	Брутто-реакция	Температура пламени и жаровой трубы 2500 К
II	Добавлен сопряженный теплообмен	Температура внешнего кольца жаровой трубы уменьшилась до 1500 К, внутреннего — до 1200 К
III	Добавлена расширенная кинетика	Температура внешнего кольца жаровой трубы увеличилась до 1750 К, внутреннего уменьшилась до 1000 К. Средняя температура пламени — 2000 К
IV	Добавлено излучение	Температура внешнего кольца — 1200 К, внутреннего — 850 К, что близко к результатам эксперимента
V	Добавлено охлаждение испарением	Заметное влияние на температуру не выявлено
VI	Разные модели турбулентности	Модель $k-\omega$ SST завышает температуру стенки
VII	Добавлена закрутка потока	Температура стенок уменьшилась на 100–150 К
VIII	Добавлено масло в керосин	Полнота сгорания уменьшилась на 1–4 %

Заключение

Разработана математическая и численная модель горения топлива (керосина) в камере сгорания микротурбинного двигателя. Модель позволяет подключать и отключать различные компоненты и учитывать соответствующие эффекты: сопряженный теплообмен, расширенная кинетика, излучение, закрутка потока, влияние испарения топлива на температуру горения, наличие масла в горючем. Выполненные расчеты и сравнение их результатов с результатами эксперимента приводят к неприемлемому завышению температуры стенок камеры сгорания. Само по себе использование расширенной кинетики также не дает удовлетворительного результата, хотя отличие от эксперимента становится меньше. И только совместный учет сопряженного теплообмена и излучения позволяет получить

приемлемое совпадение с экспериментом и качественно верный характер распределения параметров по длине камеры сгорания. Моделирование закрутки воздуха за компрессором приводит к улучшению охлаждения стенок, увеличению полноты сгорания, но появляются потери полного давления на вихреобразование. Затраты теплоты на испарение горючего в испарительных трубках практически не оказывают никакого влияния ни на процесс горения, ни на температуру стенок.

Выполненное исследование применимости моделей турбулентности $k-\omega$ SST и $k-\epsilon$ с пристеночными функциями показало, что даже на подробной сетке с 1,5–2 млн ячеек разрешение пограничного слоя в модели $k-\omega$ SST недостаточно. Температура пристеночного слоя завышается.

Таким образом, разработана модель, которая может применяться в инженерной практике для идентификации внутрикамерных процессов.

Литература

1. Starikovskaia S.M. Plasma assisted ignition and combustion // *Journal of Physics D: Applied Physics*, 2006. V. 39. N 16. P. R265–R299. <https://doi.org/10.1088/0022-3727/39/16/R01>
2. Bulat M.P., Bulat P.V., Denissenko P.V., Esakov I.I., Grachev L.P., Lavrov P.V., Volkov K.N., Volobuev I.A. Plasma-assisted ignition and combustion of lean and rich air/fuel mixtures in low- and high-speed flows // *Acta Astronautica*, 2020. V. 176. P. 700–709. <https://doi.org/10.1016/j.actaastro.2020.04.028>
3. Жданов И.А., Штаудахер С., Фалалеев С.В. Проблемы и перспективы развития микрогазотурбинных двигателей для беспилотных летательных аппаратов // *Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета им. академика С.П. Королёва (национального исследовательского университета)*, 2011. № 3-1(27). С. 345–353.
4. Кузнецов А.В., Макарянц Г.М. Имитационная модель малоразмерного газотурбинного двигателя // *Вестник Самарского университета. Аэрокосмическая техника, технологии и машиностроение*, 2017. Т. 16. № 2. С. 65–74. <https://doi.org/10.18287/2541-7533-2017-16-2-65-74>
5. Сыченков В.А., Лиманский А.С., Юсеф В.М., Анкудимов В.В., Сейид-Джафари С.С. Малоразмерный газотурбинный двигатель для беспилотного летательного аппарата // *Известия вузов. Авиационная техника*, 2019. № 4. С. 115–123.
6. Hosseinalipour S.M., Abdolahi M., Razaghi E., Static and dynamic mathematical modeling of a micro gas turbine // *Journal of Mechanics*, 2013. V. 29. N 2. P. 327–335. <https://doi.org/10.1017/jmech.2013.3>
7. Asgari H., Chen X.Q., Morini M., Pinelli M., Sainudiin R., Spina P.R., Venturini M. NARX models for simulation of the start-up operation of a single-shaft gas turbine // *Applied Thermal Engineering*, 2016. V. 93. P. 368–376. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.074>
8. Erario M.L., De Giorgi M.G., Przynsowa R. Model-based dynamic performance simulation of a microturbine using flight test data // *Aerospace*, 2022. V. 9. N 2. P. 60. <https://doi.org/10.3390/aerospace9020060>
9. Teixeira M., Romagnosi L., Mezine M., Baux Y., Anker J., Claramunt K., Hirsch C. A methodology for fully-coupled CFD engine simulations, applied to a micro gas turbine engine // *Proceedings of the ASME Turbo Expo2C-2018*, 2018. P. GT2018-76870. <https://doi.org/10.1115/GT2018-76870>
10. Romagnosi L., Li Y., Mezine M., Teixeira M., Vilmin S., Anker J.E., Claramunt K., Baux Y., Hirsch C. A methodology for steady and unsteady full-engine simulations // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2C-2019*, 2019. P. GT2019-90110. <https://doi.org/10.1115/GT2019-90110>
11. Briones A.M., Caswell A.W., Rankin B.A. Fully coupled turbojet engine computational fluid dynamics simulations and cycle analyses along the equilibrium running line // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2021. V. 143. N 6. P. 061019. <https://doi.org/10.1115/1.4049410>

References

1. Starikovskaia S.M. Plasma assisted ignition and combustion. *Journal of Physics D: Applied Physics*, 2006, vol. 39, no. 16, pp. R265–R299. <https://doi.org/10.1088/0022-3727/39/16/R01>
2. Bulat M.P., Bulat P.V., Denissenko P.V., Esakov I.I., Grachev L.P., Lavrov P.V., Volkov K.N., Volobuev I.A. Plasma-assisted ignition and combustion of lean and rich air/fuel mixtures in low- and high-speed flows. *Acta Astronautica*, 2020, vol. 176, pp. 700–709. <https://doi.org/10.1016/j.actaastro.2020.04.028>
3. Zhdanov I.A., Staudacher S., Falaliev S.V. Problems and prospect of microgasturbines development for unmanned aerial vehicle propulsion. *Vestnik of Samara State Aerospace University named after academician S.P. Korolev (National Research University)*, 2011, no. 3-1(27), pp. 345–353. (in Russian)
4. Kuznetsov A.V., Makaryants G.M. Micro gas turbine engine imitation model. *Vestnik of Samara University. Aerospace and Mechanical Engineering*, 2017, vol. 16, no. 2, pp. 65–74. (in Russian). <https://doi.org/10.18287/2541-7533-2017-16-2-65-74>
5. Sychenkov V.A., Limanskii A.S., Yousef W.M., Ankudimov V.V., Seyid Jafari S.S. Micro gas turbine engine for unmanned aerial vehicles. *Russian Aeronautics*, 2019, vol. 62, no. 4, pp. 651–660. <https://doi.org/10.3103/S1068799819040160>
6. Hosseinalipour S.M., Abdolahi M., Razaghi E., Static and dynamic mathematical modeling of a micro gas turbine. *Journal of Mechanics*, 2013, vol. 29, no. 2, pp. 327–335. <https://doi.org/10.1017/jmech.2013.3>
7. Asgari H., Chen X.Q., Morini M., Pinelli M., Sainudiin R., Spina P.R., Venturini M. NARX models for simulation of the start-up operation of a single-shaft gas turbine. *Applied Thermal Engineering*, 2016, vol. 93, pp. 368–376. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.074>
8. Erario M.L., De Giorgi M.G., Przynsowa R. Model-based dynamic performance simulation of a microturbine using flight test data. *Aerospace*, 2022, vol. 9, no. 2, pp. 60. <https://doi.org/10.3390/aerospace9020060>
9. Teixeira M., Romagnosi L., Mezine M., Baux Y., Anker J., Claramunt K., Hirsch C. A methodology for fully-coupled CFD engine simulations, applied to a micro gas turbine engine. *Proceedings of the ASME Turbo Expo2C-2018*, 2018, pp. GT2018-76870. <https://doi.org/10.1115/GT2018-76870>
10. Romagnosi L., Li Y., Mezine M., Teixeira M., Vilmin S., Anker J.E., Claramunt K., Baux Y., Hirsch C. A methodology for steady and unsteady full-engine simulations. *Proceedings of the ASME Turbo Expo 2C-2019*, 2019, pp. GT2019-90110. <https://doi.org/10.1115/GT2019-90110>
11. Briones A.M., Caswell A.W., Rankin B.A. Fully coupled turbojet engine computational fluid dynamics simulations and cycle analyses along the equilibrium running line. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2021, vol. 143, no. 6, pp. 061019. <https://doi.org/10.1115/1.4049410>

12. Tikhonov A.S., Borovkov A.I., Tamm A.Yu. Numerical and experimental investigation of the main parameters of a small gas turbine engine // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 2020. V. 986. P. 012052. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/986/1/012052>
13. Wang T.-S. Thermophysics characterization of kerosene combustion // *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*. 2001. V. 15. N 2. P. 140–147. <https://doi.org/10.2514/2.6602>
14. Tuccillo R., Cameretti M.C., De Robbio R., Reale F., Chiariello F. Methane-Hydrogen Blends in Micro Gas Turbines: Comparison of Different Combustor Concepts // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 8*. 2019. <https://doi.org/10.1115/GT2019-90229>
15. Reale F., Calabria R., Chiariello F., Pagliara R., Massoli P. A micro gas turbine fuelled by methane-hydrogen blends // *Applied Mechanics and Materials*. 2012. V. 232. P. 792–796. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.232.792>
16. Bazooyar B., Gohari Darabkhani H. The design strategy and testing of an efficient microgas turbine combustor for biogas fuel // *Fuel*. 2021. V. 294. P. 120535. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2021.120535>
17. Gómez-Rico M.F., Martín-Gullón I., Fullana A., Conesa F.A., Font R. Pyrolysis and combustion kinetics and emissions of waste lube oils // *Journal of Analytical and Applied Pyrolysis*. 2003. V. 68–69. P. 527–546. [https://doi.org/10.1016/S0165-2370\(03\)00030-5](https://doi.org/10.1016/S0165-2370(03)00030-5)
18. Cadorin M., Pinelli M., Vaccari A., Calabria R., Chiariello F., Massoli P., Bianchi E. Analysis of a Micro gas turbine fed by natural gas and synthesis gas: MGT test bench and combustor CFD analysis // *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 2012. V. 134. N 7. P. 071401. <https://doi.org/10.1115/1.4005977>
19. Calabria R., Chiariello F., Massoli P., Reale F. Part load behavior of a micro gas turbine fed with different fuels // *Proceedings of the ASME Turbo Expo 1B*. 2014. P. GT2014-26631. <https://doi.org/10.1115/GT2014-26631>
20. Meziante S., Bentebliche A. Numerical study of blended fuel natural gas-hydrogen combustion in rich/quench/lean combustor of a micro gas turbine // *International Journal of Hydrogen Energy*. 2019. V. 44. N 29. P. 15610–15621. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2019.04.128>
21. Reale F., Sannino R. Numerical modeling of energy systems based on micro gas turbine: a review // *Energies*. 2022. V. 15. N 3. P. 900. <https://doi.org/10.3390/en15030900>
22. Banihabib R., Assadi M. The role of micro gas turbines in energy transition // *Energies*. 2022. V. 15. N 21. P. 8084. <https://doi.org/10.3390/en15218084>

Авторы

Булат Павел Викторович — доктор физико-математических наук, кандидат экономических наук, главный научный сотрудник, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, 190005, Российская Федерация, [sc 55969578400](https://orcid.org/0000-0003-0099-9953), <https://orcid.org/0000-0003-0099-9953>, pavelbulat@mail.ru

Вокин Леонид Олегович — младший научный сотрудник, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, 190005, Российская Федерация, [sc 57222385381](https://orcid.org/0000-0003-2944-1822), <https://orcid.org/0000-0003-2944-1822>, leonidvokin@mail.ru

Волков Константин Николаевич — доктор физико-математических наук, ведущий научный сотрудник, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, 190005, Российская Федерация, [sc 8663950000](https://orcid.org/0000-0001-6055-2323), <https://orcid.org/0000-0001-6055-2323>, k.volkov@kingston.ac.uk

Никитенко Александр Борисович — научный сотрудник, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, 190005, Российская Федерация, [sc 57203228856](https://orcid.org/0009-0003-8070-3733), <https://orcid.org/0009-0003-8070-3733>, nikitenko_alex@mail.ru

Продан Николай Васильевич — кандидат физико-математических наук, старший научный сотрудник, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, 190005, Российская Федерация, [sc 56177927100](https://orcid.org/0000-0002-6383-039X), <https://orcid.org/0000-0002-6383-039X>, kolinti@mail.ru

Ренев Максим Евгеньевич — младший научный сотрудник, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова, Санкт-Петербург, 190005, Российская Федерация, [sc 57211271545](https://orcid.org/0000-0002-0583-0607), <https://orcid.org/0000-0002-0583-0607>, renewme@mail.ru

Authors

Pavel V. Bulat — D.Sc. (Physics & Mathematics), PhD (Economy), Chief Researcher, Baltic State Technical University “VOENMEH” named after D.F. Ustinov, Saint Petersburg, 190005, Russian Federation, [sc 55969578400](https://orcid.org/0000-0003-0099-9953), <https://orcid.org/0000-0003-0099-9953>, pavelbulat@mail.ru

Leonid O. Vokin — Junior Researcher, Baltic State Technical University “VOENMEH” named after D.F. Ustinov, Saint Petersburg, 190005, Russian Federation, [sc 57222385381](https://orcid.org/0000-0003-2944-1822), <https://orcid.org/0000-0003-2944-1822>, leonidvokin@mail.ru

Konstantin N. Volkov — D.Sc. (Physics & Mathematics), Leading Researcher, Baltic State Technical University “VOENMEH” named after D.F. Ustinov, Saint Petersburg, 190005, Russian Federation, [sc 8663950000](https://orcid.org/0000-0001-6055-2323), <https://orcid.org/0000-0001-6055-2323>, k.volkov@kingston.ac.uk

Alexander B. Nikitenko — Scientific Researcher, Baltic State Technical University “VOENMEH” named after D.F. Ustinov, Saint Petersburg, 190005, Russian Federation, [sc 57203228856](https://orcid.org/0009-0003-8070-3733), <https://orcid.org/0009-0003-8070-3733>, nikitenko_alex@mail.ru

Nikolay V. Prodan — PhD (Physics & Mathematics), Baltic State Technical University “VOENMEH” named after D.F. Ustinov, Saint Petersburg, 190005, Russian Federation, [sc 56177927100](https://orcid.org/0000-0002-6383-039X), <https://orcid.org/0000-0002-6383-039X>, kolinti@mail.ru

Maksim E. Renev — Junior Researcher, Baltic State Technical University “VOENMEH” named after D.F. Ustinov, Saint Petersburg, 190005, Russian Federation, [sc 57211271545](https://orcid.org/0000-0002-0583-0607), <https://orcid.org/0000-0002-0583-0607>, renewme@mail.ru