

CONCEPTUAL DESIGN OF THE ULTRA-MICRO GAS TURBINE ENGINE FOR A UNMANNED AERIAL VEHICLE HYBRID PROPULSION SYSTEM

V. V. Eremenko ^a, I. R. Garipov ^b, M. O. Gorukhin ^c, A. E. Mikhailov ^d, I. V. Adullin ^e

Ufa State Aviation Technical University (UGATU)

^a v1ad.erenko@yandex.ru, ^b garipovir@yahoo.com, ^c goryuhin.maksim-o@net.ugatu.su,

^d mikhailov.ugatu@gmail.com, ^e iskander.adullin@yandex.ru

Submitted 2022, July 23

Abstract. An analytical review of ultra-micro gas turbine engines research projects was conducted. The review presents advantages and disadvantages of current engine architectures, fundamental problems of engine design, prospects for the development of UMGTE. A systematic parametric study coupled with turbomachinery aerodynamic design was conducted to identify the optimum engine design. Finally, three UMGTD designs (pessimistic, reference and optimistic) with different components efficiencies level are presented.

Keywords: unmanned aerial vehicle; ultra-micro gas turbine; micro gas turbine; hybrid power plant; small-sized gas turbine.

ОБОСНОВАНИЕ ОБЛИКА УЛЬТРАМИКРОГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ В СОСТАВЕ ГИБРИДНОЙ СИЛОВОЙ УСТАНОВКИ

В. В. Еременко ^a, И. Р. Гарипов ^b, М. О. Горюхин ^b, А. Е. Михайлов ^г, И. В. Адудлин ^д

ФГБОУ ВО «Уфимский государственный авиационный технический университет» (УГАТУ)

^a v1ad.erenko@yandex.ru, ^b garipovir@yahoo.com, ^г goryuhin.maksim-o@net.ugatu.su,

^д mikhailov.ugatu@gmail.com, ^д iskander.adullin@yandex.ru

Поступила в редакцию 23.07.2022

Аннотация. Проведен аналитический обзор исследований и разработок в области создания ультрамикроскопических двигателей (УМГТД). Рассмотрены преимущества и недостатки существующих схем двигателей, проанализированы основные проблемы создания, а также обозначены перспективы развития УМГТД. Проведено параметрическое исследование по определению оптимальных значений параметров рабочего процесса УМГТД совместно с аэродинамическим проектированием проточной части турбомашин. В результате проведенного комплекса поисковых исследований сформированы три облика двигателя (пессимистичный, базовый и оптимистичный) с различным прогнозируемым уровнем показателей совершенства рабочего процесса в узлах.

Ключевые слова: беспилотный летательный аппарат; ультрамикроскопический двигатель; микроскопический двигатель; гибридная силовая установка; малоразмерный газотурбинный двигатель.

ВВЕДЕНИЕ

УМГТД – это энергетическая установка, включающая в себя турбомашинные ограниченной мощности различного назначения. Примем диапазон значений единичной мощности УМГТД до десятка киловатт. Применение ультрамикроразотурбинных установок целесообразно во многих отраслях промышленности. В качестве основных потребителей можно выделить такие отрасли, как сельское хозяйство, жилищно-коммунальное хозяйство и транспорт. В силу своей компактности УМГТД обладают свойством мобильности, что позволяет их в перспективе применять в различных транспортных средствах, в том числе и в беспилотных летательных аппаратах.

В современном мире беспилотные летательные аппараты (БПЛА) представляют большой интерес как для гражданских, так и для военных организаций. БПЛА обладают гибкостью в использовании для различных операций, в том числе фото- и видеосъемки, мониторинга различных объектов. Одним из ключевых требований является разработка высокоэффективных силовых установок. Выделяют следующие типы силовых установок БПЛА (рис. 1): БПЛА с двигателями внутреннего сгорания; БПЛА на электрической тяге; БПЛА с гибридной силовой установкой. В БПЛА с двигателями внутреннего тяга создается традиционными газотурбинными или поршневыми двигателями. Полностью электрический БПЛА – это такой летательный аппарат, в котором все функциональное оборудование получает для своей работы только электрическую энергию, а движение летательного аппарата осуществляется с помощью электрической силовой установки. Промежуточным вариантом является гибридный БПЛА, в котором для получения электроэнергии (или дополнительной механической энергии) могут использоваться двигатели внутреннего сгорания. Применение гибридной или электрической силовой установки в перспективе позволит: расширить функциональные возможности перспективных БПЛА за счет внедрения аэродинамических схем и компоновочных решений.



Рис. 1. Силовые установки

В классе небольших и средних беспилотных летательных аппаратов УМГТД может выступать в качестве движителя и накопителя энергии (в схеме гибридной силовой установки). С точки зрения применения УМГТД в качестве накопителя электрической энергии в составе гибридной СУ для обеспечения конкурентоспособности необходимо обеспечение: удельной мощности порядка 1,5–2 кВт/кг, удельной плотности энергии 250–500 Вт/ч/кг. Для обеспечения высокой плотности энергии интерес представляет применения керосина (рис. 2), за счет его высокой удельной мощности и удельной плотности энергии в сравнении с батареями Li-Ion. УМГТД осуществит конвертацию химической энергии топлива в электрическую энергию на борту БПЛА.

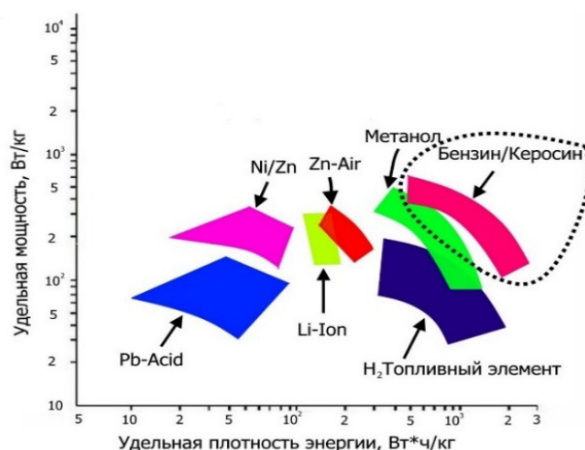


Рис. 2. Зависимость удельной плотности энергии от удельной мощности основных видов источников энергии

Рассмотрим существующие разработки УМГТД для беспилотных летательных аппаратов. По каждому проекту рассмотрим основные термогазодинамические параметры, конструкторские и технологические решения.

Одной из первых, начавших разработку микрогазотурбинного двигателя, была исследовательская группа Массачусетского технологического института (MIT), которая разработала газовые турбины на основе кремниевых пластин, изготовленных при помощи травления (рис. 3) [1]. Двигатель проектировался под следующие термогазодинамические параметры: температура газа за камерой сгорания $T_r = 1600$ К, степень повышения давления более 4, частота вращения ротора 1,2 Моб/мин при расходе воздуха $1,8 \cdot 10^{-4}$ кг/с [2]. В качестве опор были использованы газодинамические подшипники с радиальным зазором 15 мкм. Вследствие того, что выбранные подшипники не могли обеспечить работу дольше нескольких минут, работы по исследованию УМГТД были прекращены.

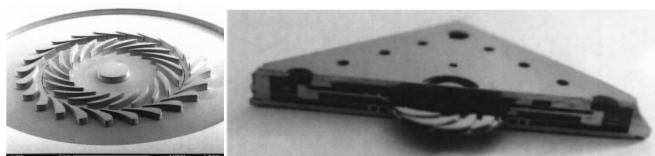


Рис. 3. Демонстратор УМГТД исследовательской группы MIT

В свою очередь, группа ученых университета Тохоку разработала УМГТД с вырабатываемой мощностью 100 Вт при диаметре центробежного компрессора 10 мм. Согласно термогазодинамическим исследованиям были выбраны следующие значения параметров цикла: степень повышения давления 3, с T_r 1323 К, и частота вращения ротора 870 000 об/мин (рис. 4) [3]. Впоследствии для достижения потребной мощности пришлось увеличить диаметр компрессора до 17,4, а в дальнейшем уменьшить до 16 мм из-за масштабов установки [4]. Генератор был расположен между компрессором и турбиной, а подшипники были размещены по обеим сторонам от генератора. Такое расположение могло улучшить роторно-динамические характеристики. Основные компоненты данной конструкции были изготовлены с помощью традиционной обработки с ЧПУ, а для поддержания высоких частот вращения ротора была разработана система из нескольких газодинамических подшипников [5]. Испытания показали, стабильная работа подшипников обеспечивалась до 360 000 об/мин, что привело к выходной мощности менее 100 Вт.

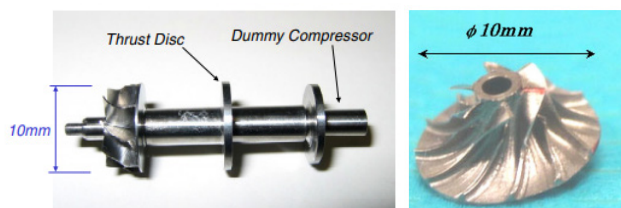


Рис. 4. Ротор компрессора и центробежный компрессор

Разработкой УМГТД занималась также исследовательская группа из Токийского университета в рамках NEDO (New Energy and Industrial Technology Development Organization). В этом проекте были представлены сразу две концепции двигателей: «Finger-top» и «Palm-top» (рис. 5) [6]. В первой предполагалось достичь выработки выходной мощности в десятки ватт при расходе воздуха 1,1 г/с, частоте вращения ротора 1,17 Моб/мин, степени повышения давления 2,5 и температуре газов за камерой сгорания 1223 К. Во второй концепции УМГТД ожидалось достичь 2–3 кВт выходной мощности при расходе воздуха 3 г/с, степени повышения давления 2,5, частоте вращения вала 235000 об/мин и температуре на входе в турбину 1223 К. Для каждого варианта был изготовлен опытный образец, однако выработка мощности производилась лишь в «Palm-top», где в качестве основного топлива был выбран пропан. Для реализации концепции «Finger-top» требуется решить вопросы с надежностью в целостности системы, а также течением потока при низких числах Re [7, 8].

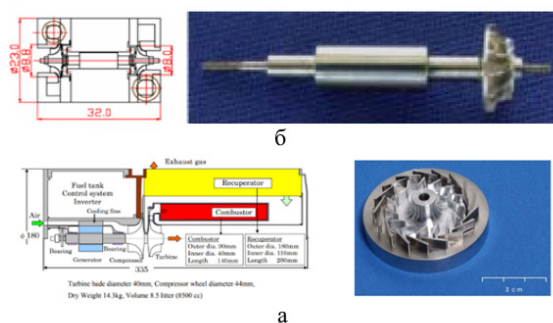


Рис. 5. Проекты NEDO:
а – «Finger-top», б – «Palm-top»

Второй действующий прототип ультрамикроразтурбинного двигателя был продемонстрирован исследовательской группой из KIMM (Korea Institute of Machinery & Materials), которая разработала рекуперативную силовую установку с проектной мощностью 500 Вт при частоте вращения ротора 400 000 об/мин (рис. 6) [9–11]. Данный двигатель состоит из турбокомпрессора (центробежного компрессора и центростремительной турбины), на валу которого устанавливался генератор, кольцевой камеры сгорания и шести рекуператоров (рис. 8). В качестве применяемого топлива предполагалось использовать керосин, однако в последующих испытаниях использовали сжиженный газ. Для проведения экспериментов было разработано два испытательных стенда. На одном из них предполагалось использовать газостатические подшипники, обеспечивающие 250000 об/мин, на другом – подшипники ММВФВ с расчетной частотой вращения 400000 об/мин и генератор [12, 13]. В ходе испытаний выявились проблемы с радиальными зазорами в компрессоре и турбине, которые вследствие теплового расширения приводили к разрушению лопаток. Но несмотря на это ультрамикроразтурбинный двигатель при 150 000 об/мин стабильно вырабатывал 5 Вт, при 200 000 об/мин – 30 Вт. При дальнейшем увеличении частоты вращения ротора предполагается достижение большей выработки мощности.



Рис. 6. Основные узлы УМГТД исследовательской группы КИММ:

а – экспериментальная установка УМГТД; б – камера сгорания; в – ротор с консольной частью; г – ротор; д – аэростатический подшипник; е – свеча зажигания

Исследовательская группа из von Karman Institute for Fluid Dynamics (VKI) в 2007 году представила УМГТД мощностью до 1000 Вт, с консольным расположением генератора и составным ротором [14] (рис. 7). При этом на номинальной частоте вращения ротора 500000 об/мин предполагалось достичь степени повышения давления $\pi_k = 3$, температуры газа перед турбиной 1200 К при расходе воздуха 20 г/с. Компрессор, генератор и вал изготавливались из титанового сплава Ti6Al4V, турбина – из керамического сплава Si3N4-TiN. Эксперименты проводились на нескольких вариантах силовой установки. Первая представляла собой силовую установку на трех газостатических подшипниках. При этом была достигнута частота вращения ротора лишь 261000 об/мин, что связано с вихревой нестабильностью газостатических подшипников. Следующий прототип имел фиктивный генератор с консольным расположением, а также в качестве опор использовались два газодинамических подшипника и газостатический подшипник (рис. 9). В рамках экспериментов были проведены испытания компрессора и турбины, построены характеристики компрессора для частот вращения ротора до 240000 об/мин [15]. В последующих исследованиях планируется достичь номинальную частоту вращения 500000 об/мин.

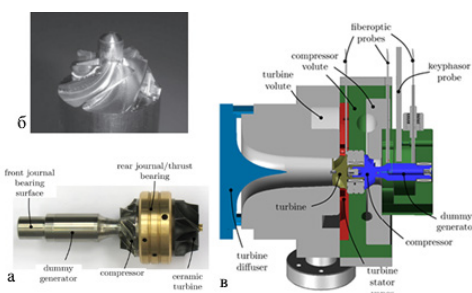


Рис. 7. Ультрамикрогазотурбинный двигатель исследовательской группы VKI:

а – изготовленный ротор УМГТД; б – изготовление компрессора; в – компоновка ротора УМГТД

В 2003 году исследовательская группа из Стэнфордского университета опубликовала свою работу по созданию ультрамикрогазотурбинного двигателя с монолитным керамическим турбокомпрессором (рис. 8), изготовленным методом Mold SDM (технологический процесс разработанный в Rapid Prototyping Laboratory Стэнфордского университета для производства маломасштабных, сложных, трехмерных роторов и валов из нитрида кремния), а также геле-

вого литья [16–19]. Конструктивно-силовая схема выбрана консольной, при которой генератор расположен между подшипниками, а турбокомпрессор консольно. Предполагалось, что разрабатываемая силовая установка будет вырабатывать 100 Вт при частоте вращения ротора 800000 об/мин. Однако испытания показали, что максимально возможными значениями частот вращения турбокомпрессора являются 240000–420000 об/мин, лишь при которых удалось обеспечить стабильную работу дольше нескольких минут. Предложенный метод изготовления Mold SDM оказался нетехнологичным из-за геометрической неточности изготавливаемых деталей. При должном развитии технологии высокоскоростных подшипников и процесса Mold SDM для производства жаростойких вращающихся элементов из нитрида кремния, идея создания микрогазотурбинного двигателя является осуществимой.

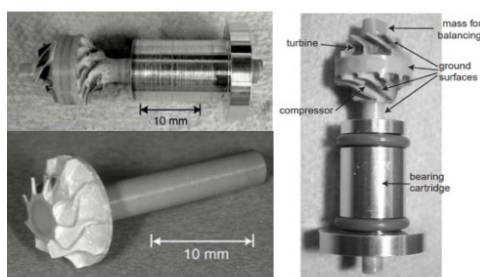


Рис. 8. Основные компоненты УМГТД Стэнфордского университета

В дополнение к этим экспериментальным работам в ONERA проводится исследовательская программа под названием DecaWatt для создания демонстрационного образца ультрамикродвигателя с выходной мощностью 55 Вт [20]. Силовая установка представляет собой турбокомпрессор с газостатическими подшипниками, расположенными между компрессором и турбиной, и кольцевую камеру сгорания (рис. 9). Компрессор выполнен центробежным со степенью повышения давления $\pi_k = 2,56$ на номинальной частоте вращения ротора 840000 об/мин. Камера сгорания имеет 24 топливные форсунки для впрыска водорода либо пропана при температуре газа перед турбиной $T_T = 1300$ К. Для создания опор, выдерживающих высокие частоты вращения, был разработан новый процесс обработки газостатических подшипников. В 2013 году исследовательской группой ONERA были испытаны отдельные узлы УМГТД. Компрессор показал низкие характеристики при частоте вращения 500000 об/мин. Прототип УМГТД с компрессором, камерой сгорания и турбиной был собран после испытаний всех узлов двигателя. Дальнейшие исследования будут связаны с запуском двигателя и работой на различных режимах [21, 22].

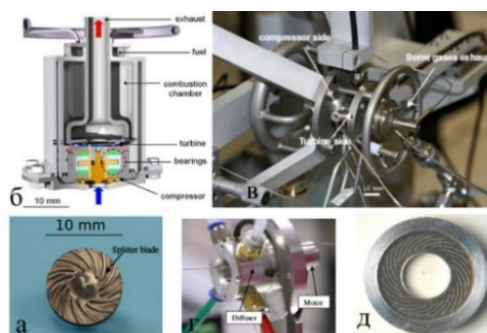


Рис. 9. Ультрамикродвигатель DecaWatt:

а – компрессор; б – компоновка УМГТД; в – лабораторная установка испытания двигателя; г – лабораторная установка испытания компрессора; д – аэростатический подшипник

Анализ опыта проектирования УМГТД позволяет сделать вывод, что при разработке УМГТД возникает ряд общих проблем, с которыми столкнулись исследовательские группы MIT, University of Tokyo, Tohoku, KIMM, VKI, Stanford, University of Rome, ONERA как на этапах проектирования, так и при разработке прототипа:

1. Проблема работы подшипников при высоких частотах вращения ротора.
2. Теплоперенос от турбины к компрессору [23].
3. Методы производства.
4. Низкие КПД лопаточных машин [24–28].

Таблица 1. Параметры проектов по разработке УМГТД

Исследовательская группа	Компоновка	Выходная мощность (достигнутая), Вт	Частота вращения ротора, коб/мин		Расход воздуха, кг/с	Степень повышения давления	Температура за камерой сгорания, К
			Проектная	Достигнутая			
MIT	–	10	2400	–	$1,8 \cdot 10^{-4}$	4	1600
University of Tokyo	Finger-top	30	1170	–	0,001	2,5	1223
	Palm-top	2000	253	160	0,03	2,5	1223
Tohoku	КпГпТ	100	870	360	0,002	3	1323
KIMM	пГКпТС	500 (30)	400	200	0,02	3	1200
VKI	пГКпТС	1000	500	240	0,02	3	1200
Stanford	пГпКТС	100	800	420	0,0022	1,2	1273
University of Rome	пГпКТ	300	150–200	–	–	1,8	1323
ONERA	ГКппТ	100	840	500	–	2,5	1600

В обликах, рассмотренных УМГТД имеются вполне установившиеся элементы: компрессор, камера сгорания, турбина и реактивное сопло, которые располагаются так, чтобы получить прямоточный тракт с малым гидравлическим сопротивлением. Среди рассмотренных проектов можно выделить несколько конструктивных схем.

1. Турбокомпрессор расположен консольно (проекты Stanford, University of Rome).

Такое расположение гарантирует удаленность генератора от камеры сгорания, что положительно влияет на КПД электромашины (рис 10, а). Это практически снимает необходимость применения специальных дополнительных мер для предотвращения перегрева генератора. Распределение нагрузки на подшипники в данной конструктивной схеме сильно неравномерное. Длина ротора возрастает, а следовательно, растет и его масса.

2. Генератор расположен перед компрессором, радиально-упорный подшипник между компрессором и турбиной (проекты KIMM, VKI).

Распределение нагрузки на подшипники в данной конструктивной схеме неравномерное, что снижает ресурс их работы, и двигателя в целом. При этом расположение генератора в холодной части двигателя обеспечивает стабильную работу (рис 10, б).

3. Генератор и подшипники расположены между компрессором и турбиной (проекты Tohoku).

Данная компоновка обладает минимальными осевыми размерами, а так же высоким значением критической частоты вращения ротора (рис 10, в). В качестве недостатков можно отме-

титель сложность конструкции, работу генератора при высоких температурах, что значительно снижает его КПД.

4. Подшипники расположены между компрессором и турбиной, генератор перед компрессором (проекты ONERA).

Распределение нагрузки на подшипники в данной конструктивной схеме равномерное (рис. 10, з). Более тяжелое рабочее колесо турбины уравнивается с противоположной стороны ротора пятой упорного подшипника, рабочим колесом компрессора и генератором. Однако близкое расположение к турбине снижает ресурс службы подшипников.

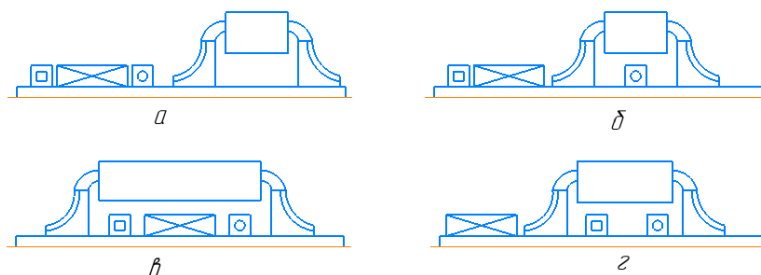


Рис. 10. Конфигурации силовой установки:

а – консольный турбокомпрессор; б – консольный турбокомпрессор с подшипником между компрессором и турбиной; в – генератор и подшипники между компрессором и турбиной; г – консольный генератор

В данном проекте предполагается разработка ультрамикроргазотурбинного двигателя с выходной мощностью 1кВт. Для решения проблемы нагрева электродвигателя и подшипников была выбрана схема с консольным расположением турбокомпрессора. Таким образом, будет обеспечена стабильная работа электромашины и подшипников на расстоянии от наиболее нагретой области двигателя. Также такая схема позволит изготовить турбокомпрессор неразборным, что существенно увеличит ресурс силовой установки.

Как описано выше, использование различных аэроэластических, аэродинамических и электромагнитных подшипников не может обеспечить необходимые параметры двигателя. Поэтому будут использованы прецизионные радиальные и радиально-упорные подшипники.

ПОИСКОВЫЕ ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ. ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ

Рабочий процесс УМГТД определяется десятками параметров. Хотя этот список весьма обширен, многие из этих параметров для расчетного режима изменяются незначительно. Поэтому для оптимизации выбирают лишь те параметры рабочего процесса, которые определяют замкнутую систему уравнений проектного термогазодинамического расчета двигателя и могут изменяться в широком диапазоне значений.

В случае рассматриваемого двигателя речь идет об оптимизации двух параметров рабочего процесса: $-\pi_k^*$ и T_r^* . При этом следует отметить, что так же стоит задача в определении реалистичных значениях КПД узлов двигателя.

Для определения значений КПД узлов были проведены аналитические обзоры существующих проектов по ультрамикроргазотурбинным двигателям (табл. 2).

Таблица 2. Термогазодинамические параметры проектов по разработке УМГТД

Исследовательская группа		Вых. мощность, Вт	Расход воздуха, кг/с	Из. КПД комп.	КПД камеры сгор.	Из. КПД турбины	КПД генер.
MIT		10	$1,8 \cdot 10^{-4}$	0,7	0,9	0,6	–
University of Tokyo	Finger-top	30	0,001	0,634	0,95	0,927	–
	Palm-top	2000	0,03	0,75	0,95	0,8	–
Tohoku		100	0,002	0,65	0,97	0,67	0,78
KIMM		500 (30)	0,02	0,7	0,9	0,7	0,8
VKI		1000	0,02	~0,6–0,7	–	~0,6–0,7	–
Stanford		100	0,0022	0,65	–	–	–
University of Rome		300	–	0,6	–	0,7	–
ONERA		100	–	–	–	–	0,93

Для оценки КПД узлов компрессора и турбины было использовано программное обеспечение Ansys Vista CCD и Vista RTD, которое формирует предварительную геометрию лопаточных машин при заданных значениях расхода воздуха, частоты вращения ротора и степени повышения давления. При этом термогазодинамические расчеты проводились в специально разработанном программном комплексе.

В качестве критерия оптимизации были выбраны: удельный расход топлива (керосин), термический КПД и суммарная масса силовой установки и топлива, рассчитанная по статистическим данным. Рассматриваемый режим – максимальной (термодинамической) мощности при условиях $\Delta t = +35^\circ$ от МСА при $M_{in} = 0$ и сухом воздухе.

Для обеспечения более низкого удельного расхода топлива необходимо найти оптимальное значение степени повышения давления и температуры газов за камерой сгорания (рис. 11). При этом были приняты следующие ограничения:

- степень повышения давления в одной центробежной ступени компрессора не более 3,5;
- температура газов за камерой сгорания не более 1300 К (допустимая температура для выбранного материала);
- мощность на генераторе – 1 кВт;
- частота вращения ротора не более 150 000 об/мин (связано с ограничениями по частоте вращения электродвигателей, а также прецизионных подшипников);
- окружная скорость на периферийном сечении турбокомпрессора не более 520 м/с (обеспечение прочности).

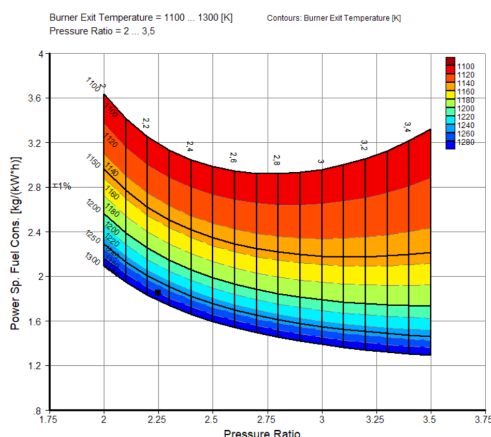


Рис. 11. Зависимость удельного расхода топлива от степени повышения давления и температуры газов за камерой сгорания, (зависимости приведены для постоянных КПД компрессора и турбины)

В результате параметрического расчета получены различные термогазодинамические модели рабочего процесса УМГТД.

На рис. 12 показан КПД компрессора для различных степеней повышения давления и расхода воздуха с выходной мощностью 1000 Вт. Каждая линия характеризует определенный расход воздуха. Значение изоэнтروпического КПД меняется от 50 до 75 %. Согласно этим данным, уменьшение степени повышения давления и температуры газов за камерой сгорания приводит к увеличению КПД компрессора.

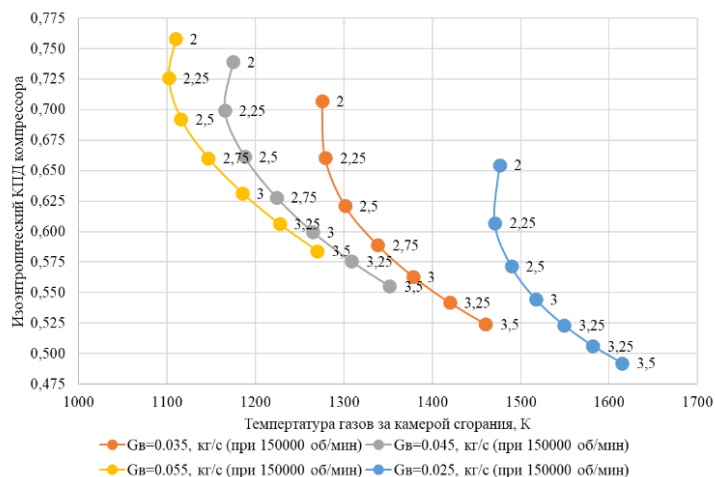


Рис. 12. Зависимость изоэнтропического КПД компрессора от температуры газов за камерой сгорания

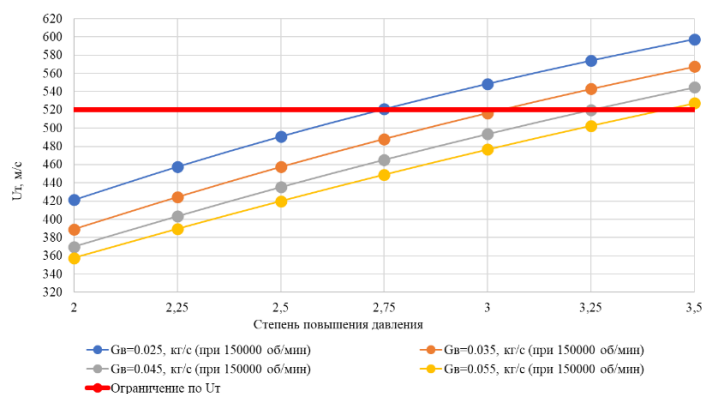


Рис. 13. Зависимость наибольшей окружной скорости (определяется по наибольшему диаметру, в данном случае турбины) от степени повышения давления в ступени компрессора

На рис. 14 показана зависимость окружной скорости в турбине, так как она определяется по наибольшему диаметру, от степени повышения давления. Красная линия отсекает значения больше 520 м/с. Итак, область допустимых значений степеней повышения давления для каждого расхода находится снизу горизонтальной линии.

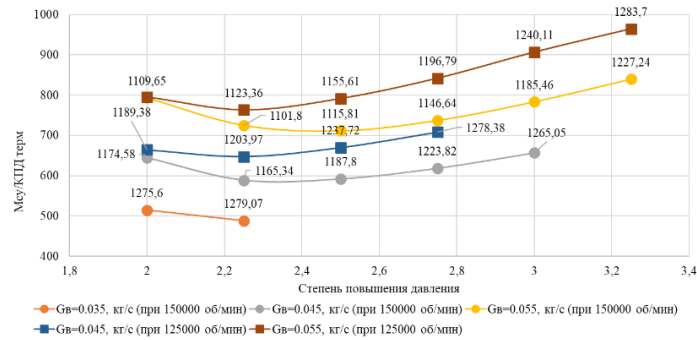


Рис. 14. Зависимость критерия $M_{\text{сумм}}/\eta_{\text{терм}}$ от степени повышения давления

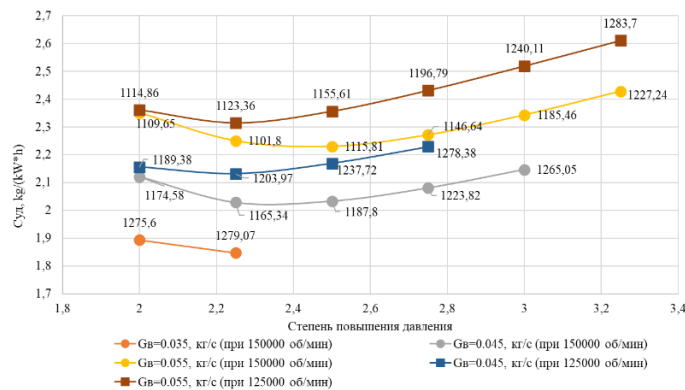


Рис. 15. Зависимость удельного расхода топлива от степени повышения давления

На рис. 15 и 16 показаны зависимость удельного расхода воздуха и суммарной массы силовой установки и топлива деленной на термический КПД от степени повышения давления и расхода воздуха. На данных рисунках отображены лишь те точки, которые удовлетворяют по выбранным ограничениям. Видно, что с увеличением расхода воздуха изображенные критерии оптимизации увеличиваются, но при этом имеют оптимальное значение по степени повышения давления.

Следующим этапом стала оптимизация полученных результатов с целью достижения минимальных значений удельного расхода топлива. Оптимизация проходила путем варьирования температуры газов за камерой сгорания при номинальной мощности на генераторе 1 кВт.

Итак, результатом термогазодинамических исследований стали следующие модели двигателя, представленные в табл. 3.

Таблица 3. Термогазодинамические параметры оптимизированного проектируемого двигателя

Параметры	Пессимистический	Консервативный	Оптимистический
Расход воздуха, кг/с	0,045	0,045	0,035
Степень повышения давления	2,25	2,25	2,25
Температура газов за камерой сгорания, К	1213,49	1185,55	1279
Удельный расход топлива, кг/кВт ч	2,0814	1,9375	1,8472
Удельная мощность (с учетом топлива), кВт/кг	0,039	0,0423	0,0453
Удельная плотность энергии (с учетом всех КПД), кВт/кг	0,394	0,414	0,455

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной статье представлен обзор существующих проектов по созданию ультрамикроразтурбинных двигателей, в котором определены тенденции развития в этой области, основные проблемы, возникающие при создании данных силовых установок. А также рассмотрены основные параметры рабочего процесса УМГТД, конструктивные схемы, их преимущества и недостатки. На основе проведенного анализа выбрана конструктивная схема с консольным турбокомпрессором, так как генератор и компрессор расположены вне нагретой зоны, что обеспечивает их ресурс.

Проведен параметрический термогазодинамический анализ с формированием предварительной геометрии для определения реального значения КПД лопаточных машин. В ходе анализа определены основные зависимости и сформированы три варианта проектируемого двигателя: пессимистический, консервативный, оптимистический – в соответствии с пониженными или повышенными значениями удельного расхода топлива и суммарной массы двигателя. В соответствии с проведенными расчетами: удельная мощность составляет (0,039, 0,0423, 0,0453) кВт/кг; удельной плотности энергии (0,394, 0,414, 0,455) Вт/ч/кг в соответствии с пессимистическим, консервативным и оптимистическим вариантами.

В сравнении со своими прямыми конкурентами УМГТД имеет следующие параметры. Для 8-часового полета БПЛА массой 20–25 кг для электродвигателя необходимо иметь более 50 кг аккумуляторных батарей, для двигателя внутреннего сгорания – 10 кг бензина, в то же время для проектируемого двигателя – 25,4, 24,2 и 21 кг в соответствии с пессимистическим, консервативным и оптимистическим вариантами. Основными способами увеличения конкурентоспособных качеств являются: использование топлив с большей энергоемкостью (в частности, криогенных топлив), повышение КПД отдельных узлов двигателя и КПД электромеханического генератора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Epstein A. H.** Millimeter-scale, micro-electro-mechanical systems gas turbine engines // *Journal of engineering for gas turbines and power*. 2004. Vol. 126, No. 2. Pp. 205-226.
2. **Shirtbutton-sized** gas turbines: The engineering challenges of micro high speed rotating machinery / A. H. Epstein, et al. // *Proceedings of the 8th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*. 2000. Pp. 26-30.
3. **Isomura K., Murayama M., Kawakubo T.** Feasibility study of a gas turbine at micro scale // *ASME Turbo Expo 2001: Power for Land, Sea, and Air*. 2001. No. 2001-GT-0101. 8 p.
4. **World's** smallest gas turbine establishing Brayton cycle / S. Tanaka, et al. // *7th International Workshop on Micro and Nanotechnology for Power Generation and Energy Conversion Applications (PowerMEMS)*. 2007. Pp. 359-362.
5. **Turbo** test rig with hydroinertia air bearings for a palmtop gas turbine / S. Tanaka, et al. // *Journal of Micromechanics and Microengineering*. 2004. Vol. 14, No. 11. Pp. 1449-1454.
6. **Practicing** research of button sized gas generators // NEDO International collaboration. Report No. 51101591, 2001.
7. **Leading** R&D to practice Ultra Micro Gas Turbines // NEDO International collaboration. Report 2002.
8. **Toward** the development of the finger top gas turbines / Eito Matsuo, et al. // *IGTC '03 Tokyo*. 2003. Pp. 311-312.
9. **Development** Status of Performance Evaluation Systems for 500W Ultra-Micro Gas Turbine Generator / J. M. Seo, et al. // *Asian Congress on Gas Turbine 2014*. 2014. Pp. AGGT2014–81.
10. **Park C. H., Choi S. K., Ham S. Y.** Design and experiment of 400,000 rpm high speed rotor and bearings for 500W class micro gas turbine generator // *International Conference on Micro and Nanotechnology for Power Generation and Energy Conversion Applications (PowerMEMS)*. 2011. Pp. 1-4.
11. **Effect** of the thermal insulation on generator and micro gas turbine system / J. S. Park, et al. // *Energy*. 2013. Vol. 59. Pp. 581-589.
12. **Development** and experimental investigation of a 500-W class ultra-micro gas turbine power generator / J. M. Seo, et al. // *Energy*. 2017. Vol. 124. Pp. 9-18.
13. **Seo J. M., Park J. Y., Choi B. S.** Start-up and self-sustain test of 500 W ultra-micro gas turbine generator // *Journal of Physics: Conference Series*. 2013. Vol. 476. Article number 12060.
14. **Micropower** generation with microgasturbines: a challenge / J. Peirs, et al. // *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2007. Vol. 221, No. 4. Pp. 489-500.

15. **Experimental** verification of compressor performance for an ultra-microgasturbine / J. Peirs, et al. // 10th Workshop on Micro and Nanotechnology for Power Generation and Energy Conversion Applications. 2009. No. 1. Pp. 99-102.
16. **Fabrication** of ceramic components for micro gas turbine engines / H. C. Liu, et al. // 26th Annual Conference on Composites, Advanced Ceramics, Materials, and Structures: B, The American Ceramic Society. 2002. Vol. 23. Pp. 43-50.
17. **Performance** of a micro-scale radial-flow compressor impeller made of silicon nitride / J. P. Johnston, et al. // IGTC Tokyo OS-110. 2003.
18. **Microscale** radial-flow compressor impeller made of silicon nitride: manufacturing and performance / S. Kang, et al. // Journal of engineering for gas turbines and power. 2004. Vol. 126, No. 2. Pp. 358-365.
19. **Kang S.** Fabrication of functional mesoscopic ceramic parts for micro gas turbine engines: Diss. Abstr. Stanford University, 2002. 149 p.
20. **Dessornes O., Zwysig C.** Micro-generator for ultra-micro gas turbine // Power MEMS. 2010. Pp. 1-3.
21. **Advances** in the Development of a Microturbine Engine / O. Dessornes, et al. // Journal of engineering for gas turbines and power. 2014. Vol. 136, No. 7. Article number 71201.
22. **Development** of a micro gas turbine engine at Onera / J. Guidez, et al. // ISABE 2009-1307, Montreal, Canada, 2009.
23. **Шерстюк А. И., Зарянкин А. Е.** Радиально-осевые турбины малой мощности. М.: Машиностроение, 1976. 208 с. [A. I. Sherstyuk, A. E. Zaryankin, *Radial-axial turbines of low power*, (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 1976.]
24. **Nagashima T., Teramoto S., Kato C.** Aero-Thermal Research Particulars in Ultra-Micro Gas Turbines // Micro Gas Turbines. Educational Notes RTO-EN-AVT. 2005. P. 131.
25. **Epstein A. H., Jacobson S. A., Protz J. M.** Shirtbutton-sized gas turbines: The engineering challenges of micro high speed rotating machinery // Proceedings, 8th Int'l Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Honolulu, HI, Anonymus, 2000.
26. **Мидзумати Н.** Исследование радиальных газовых турбин. М.: Mashgiz, 1961. 120 с. [N. Mizumachi, *Research of radial gas turbines*, (in Russian). Moscow: Mashgiz, 1961.]
27. **Митрохин В. Т.** Выбор параметров и расчет центростремительной турбины. М.: Машиностроение, 1974. 226 с. [V. T. Mitrokhin, *Choice of parameters and calculation of a centripetal turbine*, (in Russian). Moscow: Mashinostroenie, 1974.]
28. **Ошеров С. Я.** К вопросу о КПД газовых турбин малой мощности // Энергомашиностроение. 1959. № 5. С. 1–7. [S. Ya. Osherov, "On the issue of the efficiency of low power gas turbines", (in Russian), in *Energomashinostroenie*, no. 5, pp. 1-7, 1959.]
29. **Тулупов Ю. И.** О влиянии критерия Рейнольдса на работу агрегатов и ТВД в целом. М., 1955. 19 с. [Yu. I. Tulupov, *On the influence of the Reynolds criterion on the operation of units and TVD as a whole*, (in Russian). Moscow, 1955.]

ОБ АВТОРАХ

ЕРЕМЕНКО Владислав Викторович, студ. каф. авиац. двигателей. Иссл. в обл. малоразмерных ГТД.

ГАРИПОВ Искандер Радикович, асп. каф. авиац. двигателей. Дипл. инж. по авиац. двигателям и энерг. установкам (УГАТУ, 2021). Иссл. в обл. рабочих процессов ГТД.

ГОРЮХИН Максим Олегович, студ. каф. авиац. двигателей. Иссл. в обл. малоразмерных ГТД.

МИХАЙЛОВ Алексей Евгеньевич, доц. каф. авиац. двигателей. Дипл. инж. по авиац. двигателям и энерг. установкам (УГАТУ, 2008). Канд. техн. наук по тепл., электроракетн. двигателям и энергоустановкам (УГАТУ, 2015). Иссл. в обл. рабочих процессов ГТД на установившихся и неустановившихся режимах работы.

АДУЛЛИН Искандер Винерович, студ. каф. авиац. двигателей. Иссл. в обл. малоразмерных ГТД.

EREMENKO, Vladislav Viktorovich, Student, Dept. of Aircraft engines.

GARIPOV, Iskander Radikovich, Postgraduate student, Dept. of Aircraft engines. Dipl. engineer in aircraft engines design (USATU, 2021).

GORYUKHIN, Maxim Olegovich, Student, Dept. of Aircraft engines.

MIKHAILOV, Alexey Evgenyevich, Assoc. Prof., Dept. of Aircraft engines. Dipl. engineer in aircraft engines design (USATU, 2008). Cand. of Tech. Sci. (USATU, 2015).

ADULLIN, Iskander Vinerovich, Student, Dept. of Aircraft engines.

Language: Russian.

Source: Vestnik UGATU (scientific journal of Ufa State Aviation Technical University), vol. 26, no. 4 (98), pp. 16-28, 2022. ISSN 2225-2789 (Online), ISSN 1992-6502 (Print).