Судовые энергетические установки

DOI: <https://doi.org/10.24866/2227-6858/2021-2-2>
УДК 621.438.1

Д.И. Ибрагимов, Ю.Ю. Ильинский, И.В. Мороз, Н.Т. Приходько

ИБРАГИМОВ ДАМИР ИРЕКОВИЧ – к.т.н., доцент Военного учебного центра (автор, ответственный за переписку), SPIN: 5065-9675, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8076-6051>, damir-vl@mail.ru

ИЛЬИНСКИЙ ЮРИЙ ЮРЬЕВИЧ – начальник кафедры ВМФ Военного учебного центра, SPIN: 3752-4416, yura1001@mail.ru

МОРОЗ ИГОРЬ ВИКТОРОВИЧ – студент, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0481-2458>, izm0r0s@mail.ru

ПРИХОДЬКО НИКИТА ТИМУРОВИЧ – студент, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9905-0187>, nikita65612nik@mail.ru

Политехнический институт

Дальневосточный федеральный университет

Владивосток, Россия

Влияние режимных факторов на энергетическую эффективность судовых осевых парциальных микротурбин

Аннотация: Предпринята попытка на основании обзора литературы выявить режимные факторы, которые оказывают наиболее сильное влияние на КПД турбин. Учет этих факторов, по мнению авторов, необходим для повышения энергетической эффективности судовых микротурбин, входящих в состав судовой энергетической установки. Такие микротурбины применяются и в других областях техники, но они имеют жесткие ограничения по массогабаритным показателям и по расходу рабочего тела.

Итог настоящего обзора: установлены факторы, оказывающие наибольшее влияние на энергетическую эффективность: отношение давления торможения на входе в сопловой аппарат к статическому давлению на выходе из ступени и отношение окружной скорости рабочего колеса к скорости звука в критическом сечении сопла и др. При учёте приведенных в данной статье факторов возможно значительно улучшить КПД судовой осевой парциальной микротурбины.

Ключевые слова: режимные факторы, турбины, микротурбина, энергетическая эффективность, судовая энергетическая установка, независимые параметры, рабочее тело

Введение

В судовой энергетике в качестве главных и вспомогательных двигателей часто используются полноразмерные турбины. Но в ряде случаев необходимо применять двигатели, в которых жестко ограничены массогабаритные показатели и расход рабочего тела. Таким специфическим требованиям отвечают микротурбины. Микротурбины на судах и кораблях используются в качестве приводных двигателей: пневмоинструмента, нефтеперекачивающих насосов, турбогенераторов, воздушных турбонасосов аварийных партий и в качестве главных двигателей подводных обитаемых аппаратов.

Турбины рассмотренного типа на судах выполняют хотя и очень важную, но все-таки вспомогательную роль, однако они нашли широкое применение в других отраслях, например в нефтедобывающей промышленности, электроснабжении, в области энергетической безопас-

© Ибрагимов Д.И., Ильинский Ю.Ю., Мороз И.В., Приходько Н.Т., 2021

Статья: поступила: 19.05.2021; рецензия: 25.05.2021; финансирование: Дальневосточный федеральный университет.

ности предприятий, городов, поселков и т.п., для обеспечения комплексной безопасности жизнедеятельности населения в районах страны, где необходимы мобильные электростанции. (Необходимость подобной безопасности обосновывается в [7, 16]). Недостаток этих микро-турбин – их КПД не отвечает значениям, которые сегодня необходимы потребителю.

При проектировании любой энергетической установки в первую очередь стараются достичь максимально возможного КПД (кроме узкоспециализированных направлений). Для этого необходимо провести комплексный анализ режимных и конструктивных параметров, влияющих на энергетическую эффективность осевых парциальных микро-турбин. Мы сделали попытку такого анализа на основе обзора технической литературы. В данной статье мы рассмотрим только режимные факторы, влияющие на КПД осевых парциальных микро-турбин и, определив степень их влияния на энергетическую эффективность, выберем наиболее независимые из них.

Режимные факторы, влияющие на энергетическую эффективность турбины

1. *Характеристическое число (u/c_1)* – отношение окружной скорости на среднем диаметре рабочего колеса к скорости потока на выходе из соплового аппарата.

Определим значение окружного КПД для активной ступени по формуле, которая приводится в [2]:

$$\eta_u = 2 \cdot \varphi^2 \cdot u/c_1 \cdot (\cos \alpha_1 - u/c_1) \cdot (1 + \psi \cdot \cos \beta_2 / \cos \beta_1), \quad (1)$$

где φ (ψ) – коэффициент скорости соплового аппарата (рабочего колеса) показывает отношение скорости рабочего тела на выходе из соплового аппарата (рабочего колеса) к его теоретической скорости; α_1 – угол выхода рабочего тела из соплового аппарата; β_1 (β_2) – углы входа (выхода) рабочего тела в (из) рабочее колесо, c_1 – реальная скорость выхода газа из соплового аппарата.

Итак, анализ (1) позволяет сделать вывод: величина u/c_1 оказывает значительное влияние на энергетическую эффективность осевой парциальной микро-турбины.

Независимо от того что график на рис. 1 выполнен при условии, что φ и ψ постоянны, для каждого v_1 необходимо выбирать профиль с углом β_1 , который позволяет беспрепятственно входить рабочему телу в межлопаточные каналы. Благодаря профилю лопаток рабочее тело не меняет характер обтекания лопатки при разных v_1 [2, 4, 8].

Рис. 1. Зависимость окружного КПД активной ступени от отношения скоростей [1]

Рис. 2. Зависимость окружного КПД реактивной ступени ($p = 0,5$) от характеристического числа $v_1 = u/c_1$ ($\alpha_1 = 12^\circ$; $\varphi = \psi = 0,95$) [2]

Представим зависимость окружной эффективности реактивной ступени на рис. 2. КПД как внутренней, так и окружной реактивной ступени зависит от отношения скоростей. На рис. 3 показана зависимость η_i и η_u . В результате вычитания относительных потерь и вентиляции из ординат кривой η_i получается зависимость $v_1 = u/c_1$ (или $v_\phi = u/c_\phi$).

Рис. 3. Зависимость окружного КПД реактивной ступени ($\rho = 0,5$) от отношения скоростей

$$v_1 = u/c_1 \quad (\alpha_1 = 12^\circ; \varphi = \psi = 0,95) \quad [2, 4, 8]$$

Рис. 4. КПД на лопатках экспериментальной турбины [6]

В связи с возрастанием v_1 увеличиваются и потери от выколачивания, трения, вентиляции, также происходит смещение оптимума η_i к η_u в сторону меньших значений v_1 .

Кривую $\eta_{ол} = f(u/c_\phi)$, показанную на рис. 4, Б.М. Трояновский и Г.С. Самойлович вычислили с учётом степени реактивности [6]. На этом рисунке обозначены точки эффективности, включающие потери от подсоса и утечки пара.

Для определения КПД ступеней также используют зависимости, которые были получены в результате испытаний серии ступеней в экспериментальной турбине [3].

На рис. 5 показаны зависимости ступеней активного типа. Исследование проводили при $\varepsilon = 0.65 \dots 0.75$.

Рис. 5. Эффективность ступеней активного типа серии КТЗ-МЭИ [1]

Рис. 6. Эффективность модельных ступеней активного типа [1]. Диаметр ступени – 1 м; осевой зазор по бандажу – 1,2 мм; радиальный зазор – 0,8 мм; толщина кромок сопел – 0,6 мм; толщина кромок рабочих лопаток – 0,6 мм; хорда сопловых лопаток – 52 мм; хорда рабочей лопатки – 30 мм; эффективный угол выхода из СА – 12...15°; эффективный угол выхода из рабочего колеса – 17...22°; $Re = 5 \cdot 10^5$; отношение давлений на ступень – 0,70...0,75

В работе [1] показаны кривые лопаточной эффективности одиночной ступени (рис. 6). Автор предлагает использовать зависимость (2) и вводить поправки в случае, если при расчёте лопаточной эффективности ступени происходит отклонение от условий

$$\eta_{ол} = \eta_{ол}^0 k_{\delta} k_{\varepsilon} k_{кр} k_d k_{b_l} k_{Re} k_{вс}, \quad (2)$$

где k – поправочные коэффициенты, которые учитывают отклонение параметров от принятых заранее.

Автор [1] утверждает, что введение поправок недостаточно в связи с тем, что каждый коэффициент зависит от определяющего параметра. Но в действительности данный коэффициент есть функция от нескольких параметров.

2. *Коэффициент скорости соплового аппарата (φ)* – оказывает наибольшее влияние на эффективность ступени. В работах [3, 5] авторами выявлено, что при уменьшении коэффициента скорости на 1% эффективность ступени падает на 2%.

3. *Коэффициент скорости рабочего колеса (ψ)* – оказывает сравнительно небольшое влияние на эффективность ступеней одновенечной турбины в отличие от φ . Но в многоступенчатых турбинах ψ влияет на эффективность наравне с коэффициентом скорости соплового аппарата. Авторами работы [14] прослеживается влияние коэффициента скорости рабочего колеса на изменение мощности: если повысить ψ на 2%, мощность ступени вырастет на 1,66%.

4. *Степень реактивности (ρ_T)* – значительно влияет на энергетическую эффективность турбины. При оптимальных характеристиках и одинаковых окружных скоростях в активной ступени, в отличие от реактивной, происходит значительный теплоперепад. Это даёт нам возможность сократить количество ступеней.

К положительным свойствам реактивной ступени можно отнести: увеличение эффективности реактивной ступени при одинаковых α_1 и φ , в отличие от активной ступени, у которой КПД увеличивается, но в меньшей степени. Это связано с тем, что профиль рабочих лопаток реактивной ступени менее изогнут и более пологий, следовательно, потери энергии меньше.

Согласно [15], наибольшая эффективность ступени с относительно небольшой и отрицательной степенью реактивности получается при малом значении u/c_s .

5. *Потери от трения рабочего тела о диск рабочего колеса ($N_{мс}$)* – происходят при соприкосновении рабочего тела о диск рабочего колеса. Эти потери зависят от геометрических характеристик рабочих колес, окружной скорости, зазоров и степени парциальности.

Для расчета потерь от трения существует ряд полуэмпирических формул, которые основываются на зависимости потерь от плотности рабочего тела, среднего диаметра ступени, длины лопаток, окружной скорости и степени парциальности. Авторы [11] приводят пример одной из таких формул – формулу Стодолы.

6. *Утечка рабочего тела (ΔG_y)* – потери энергии, связанные с утечкой рабочего тела в реактивной ступени, равны примерно 10...15%. В свою очередь, потери, связанные с ΔG_y , в активных ступенях меньше в 5 раз в связи с тем, что в них имеет место перепад давлений между областями до рабочего колеса и после него.

В исследовании [12] показано, что при определенной частоте вращения и значении теплоперепада ΔG_y пропорционально $(u/c_{ф})^2$. Чем больше потери от утечек, тем меньше данная зависимость.

7. *Число Рейнольдса (Re)*. В ряде работ [9, 10, 13], посвященных влиянию числа Рейнольдса на эффективность ступени, в частности отмечается, что влияние числа Re на энергетическую эффективность турбины зависит от режима её работы и особенностей ступени.

С уменьшением значения числа Re энергетическая эффективность малорасходных турбин падает [14]. При уменьшении величины числа Re при постоянных параметрах с $2 \cdot 10^5$ до $2 \cdot 10^3$ КПД осевых парциальных микротурбин снижается примерно на 1.5...3% [14].

Анализ опытных данных [10] подтверждает влияние числа Re на энергетическую эффективность, что согласуется с приведёнными выше выводами.

Так как показатели влияния числа Re на энергетическую эффективность турбины значительно различаются у разных исследователей, было предложено общее значение величины по относительному числу Рейнольдса ($\bar{Re} = Re/Re_{авт}$). Данная величина показывает степень удаления режима работы ступени от начала автомодельности.

8. Число Маха (M_1) – оказывает значительное влияние на эффективность турбинной ступени [14] вследствие его сильного влияния на КПД рабочего колеса. При постоянных геометрических характеристиках в осевых парциальных микротурбинах при $u/c_1 \geq 0,2$ в случае варьирования $M_{1из}$ происходит существенное изменение энергетической эффективности [14].

9. Отношение давлений на турбинную ступень (π_t). КПД турбины возрастает при снижении значения π_t [4]. Это можно объяснить уменьшением относительной части соответствующей скорости на выходе энергии при относительно малых перепадах энтальпий.

Результаты исследований влияния π_t на КПД более подробно представлены в работе [13]. Интересующие нас параметры зависимости эффективности при разных значениях π_t авторы [13] получили путем их последовательного определения как для одновенечных, так и для двухвенечных турбин. Одно из главных преимуществ исследования [4] – подбор оптимальной решетки и определение коэффициента потерь для каждой исследуемой турбины.

10. Коэффициент комплексной мощности ($\bar{N}_{комп}$) [10].

$$\bar{N}_{комп} = \left(N_T / P_0^* \sqrt{T_0^*} \right) \cdot \left(n / \sqrt{T_0^*} \right)^2, \quad (3)$$

где N_T – внутренняя мощность турбины, кВт; n – частота вращения, мин⁻¹; P_0^* – начальное давление, Па; T_0^* – температура торможения.

Данный коэффициент используется как критериальный комплекс, поскольку наиболее часто задаётся степень расширения, частота вращения, а также мощность турбины, давление и температура на входе.

Величина расчётного КПД (рис. 7) дает нам понять реальное значение, которое можно получить при оптимизации основных параметров в процессе проектировании турбин.

11. Угол атаки (i). Влияние угла атаки на эффективность ступени рассматривалось в ряде источников (см., например, [12]). При положительном значении i падает экономичность ступени в связи с неблагоприятными условиями при обтекании рабочих лопаток. А если значение i отрицательное, то уменьшается вероятность такого явления, как срыв потока, вследствие чего растёт КПД ступени. Однако при больших отрицательных значениях энергетическая эффективность падает, так как процесс обтекания корытца рабочей лопатки ухудшается.

12. Универсальные характеристики турбинной ступени. В [1] автор, взяв за основу теорию подобия, предлагает использовать параметры подобия $G(T_1)^{0,5}/P_1$ и $n/(T_1)^{0,5}$ для того, чтобы построить турбинную характеристику, которую можно применять при любых T_1 и P_1 .

Рис. 7. Сравнение опытных и расчетных данных по эффективности одноступенчатых турбин с одиночными соплами [1]

Заключение

В результате анализа технической литературы были выявлены следующие режимные факторы, влияющие на энергетическую эффективность осевых парциальных микротурбин:

- u/c_1 – характеристическое число – отношение окружной скорости рабочего колеса на среднем диаметре к скорости потока рабочего тела при выходе из сопел соплового аппарата;
- φ (ψ) – коэффициенты скорости соплового аппарата (рабочего колеса);
- ρ_T – степень реактивности;
- $N_{тв}$ – потери на трение и вентиляцию рабочего тела;
- $\Delta G_{ут}$ – утечка рабочего тела;
- Re – число Рейнольдса;
- M – число Маха;
- π_T – отношение давления перед сопловым аппаратом к давлению за рабочим колесом;
- $\overline{N}_{комп}$ – комплексная мощность и комплексный расход;
- i – угол атаки;
- $G(T_1)^{0,5}/p_1$; $n/(T_1)^{0,5}$ – универсальные характеристики турбинной ступени;
- λ_u – безразмерная окружная скорость.

Для более глубокого и детального исследования энергетической эффективности осевых парциальных микротурбин необходимо учитывать общее влияние факторов, которые оказывают наиболее сильное воздействие на КПД и являются независимыми. К ним на основе анализа литературы мы относим следующие: отношение давления торможения на входе в сопловой аппарат к статическому давлению на выходе из ступени и отношение окружной скорости рабочего колеса к скорости звука в критическом сечении сопла. Предпринятый нами обзор литературы свидетельствует о довольно большом массиве исследований в этой области. Тем не менее комплексное влияние выбранных нами факторов – отношение давления торможения перед сопловым аппаратом к давлению за ступенью микротурбины π_T , а также безразмерная окружная скорость λ_u на сегодняшний день не изучены. Следовательно, данная область знаний, по нашему мнению, нуждается и в новом видении, и в более детальной проработке, чему мы и планируем посвятить последующие статьи.

Заявленный вклад авторов: все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации. Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов В.И., Филиппов Г.А., Фролов В.В. Тепловой расчет турбин: монография. М.: Машиностроение, 1974. 246 с.
2. Зайцев В.И., Грицай Л.Л., Моисеев А.А. Судовые паровые и газовые турбины: монография. М.: Транспорт, 1981. 312 с.
3. Ибрагимов Д.И. Совершенствование эксплуатационных характеристик судовой осевой парциальной микротурбины с одиночным соплом: дис. ... канд. техн. наук / Дальневосточный федеральный университет. Владивосток, 2019. 131 с.
4. Котляр И.В. Судовые газотурбинные установки: монография. Л.: Судостроение, 1967. 283 с.
5. Матвеев Г.А., Камнев Г.В., Марков Н.М., Елизаров В.С. Аэродинамика проточной части судовых турбин: монография. М.: Судпромгиз, 1961. 363 с.
6. Самойлович Г.С., Трояновский Б.М. Переменные и переходные режимы в паровых турбинах: монография. М.: Энергоиздат, 1982. 496 с.
7. Сендеров С.М. Модельно-индикативный подход к оценке уровня энергетической безопасности страны при различных вариантах развития энергетики // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2005. № 4. С. 3–9.

8. Слободянюк Л.И., Поляков В.И. Судовые паровые и газовые турбины и их эксплуатация: монография. Л.: Судостроение, 1983. 359 с.
9. Fershalov A.Y., Fershalov Y.Y., Fershalov M.Y. Principles of designing gas microturbine stages. *Energy*. 2021;218(1 March):119488. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119488>
10. Fershalov Y.Y., Fershalov A.Y., Fershalov M.Y. Microturbine with new design of nozzles. *Energy*. 2018;157:615–624. DOI: 10.1016/j.energy.2018.05.153
11. Hui Sun, Ruofu Xiao, Weichao Liu, Fujun Wang. Analysis of S Characteristics and Pressure Pulsations in a Pump-Turbine with Misaligned Guide Vanes. *J. of Fluids Engineering*. 2013;135:1–6.
12. Ismagilov F.R., Vavilov V.E., Yamalov I.I., Ayguzina V.V. Transients in ultra-high-speed generators of micro-sized gas turbines. *Progress in Electromagnetics Research*. 2017;59:123–133.
13. Sazonov T.V., Fershalov Y.Y., Fershalov M.Y., Fershalov A.Y., Ibragimov D.I. Experimental installation for the study of nozzles microturbines. *Applied Mechanics and Materials*. 2014;635–637:155–158. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.635-637.155
14. Serkan Ekinci, Mustafa Alvar. Horizontal axis marine current turbine design for wind-electric hybrid sailing boat. *Brodogradnja [Shipbuilding: Theory and Practice of Naval Architecture, Marine Engineering and Ocean Engineering]*. 2017;68(2):127–151. DOI:10.21278/brod68209
15. Tsai Bor-Jang, Wang Y.L. A novel Swiss-Roll recuperator for the microturbine engine. *Applied Thermal Engineering*. 2009;29(2–3):216–223. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.02.028
16. Voropai N., Stennikov V., Senderov S., Barakhtenko E., Voitov O., Ustinov A. Modeling of integrated energy supply systems: main principles, model, and applications. *J. of Energy Engineering*. 2017;143(5):04017011-1–04017011-11. DOI: 10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000443

FEFU: SCHOOL of ENGINEERING BULLETIN. 2021. N 2/47

Marine Engines and Auxiliary Machinery

www.dvfu.ru/en/vestnikis

DOI: <https://doi.org/10.24866/2227-6858/2021-2-2>

Ibragimov D., Ilyinsky Yu., Moroz I., Prikhodko N.

DAMIR IBRAGIMOV, Candidate of Engineering Sciences, Associate Professor
(Corresponding Author), ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8076-6051>, damir-vl@mail.ru
YURI ILYINSKY, Head of Department of Navy, yura1001@mail.ru
IGOR MOROZ, Student, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0481-2458>, izm0r0s@mail.ru
NIKITA PRIKHODKO, Student, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9905-0187>, nikita65612nik@mail.ru
Polytechnic Institute, Far Eastern Federal University
Vladivostok, Russia

Influence of operating factors on the energy efficiency of axial partial microturbines of the marine vessel

Abstract: Based on literature review, an attempt is made to identify the regime factors that have the most significant effect on the efficiency of turbines. According to the authors, these factors should be taken into consideration to increase the energy efficiency of vessel's microturbines that are a part of onboard power plant. Such microturbines are also used in other technology areas, but they have strict limitations due to weight and size indicators, and also to the flow rate of the working fluid.

As a result, the following factors with the most considerable impact on the energy efficiency are determined: ratio of the braking pressure at the nozzle inlet to the static pressure at the stage outlet; ratio of the circumferential speed of the impeller to the speed of sound in the critical section of the nozzle, etc. Given the factors listed in this article, it is possible to significantly improve the efficiency of the axial partial microturbine of the marine vessel.

Keywords: regime factors, turbines, microturbine, energy efficiency, marine power plant, independent parameters, working fluid

Contribution of the authors: the authors contributed equally to this article.

The authors declare no conflicts of interests.

REFERENCES

1. Abramov V.I., Filippov G.A., Frolov V.V. Thermal Calculation of Turbines, monograph. M., Mashinostroenie, 1974, 246 p.
2. Zaitsev V.I., Gritsay L.L., Moiseev A.A. Ship steam and gas turbines, monograph. M., Transport, 1981, 312 p.
3. Ibragimov D.I. Perfection of the operational characteristics of a ship axial partial microturbine with a single nozzle, Diss. ... Candidate of Engineering Sciences, Far Eastern Federal University. Vladivostok, 2019, 131 p.
4. Kotlyar I.V. Ship gas-turbine installations, monograph. L., Shipbuilding, 1967, 283 p.
5. Matveev G.A., Kamnev G.V., Markov N.M., Elizarov V.S. Aerodynamics of ship turbines flow part, monograph. M., Sudpromgiz, 1961, 363 p.
6. Samoilovich G.S., Troyanovsky B.M. Variable and transient modes in steam turbines, monograph. M., Energoizdat, 1982, 496 p.
7. Senderov S. M. Model no-an indicative approach to assessing the level of energy security of the country in various variants of energy development. Proceedings of the Russian Academy of sciences. Power Engineering 2005(4):3–9.
8. Slobodyanyuk L.I., Polyakov V.I. Ship steam and gas turbines and their operation: monograph. L., Shipbuilding, 1983, 359 p.
9. Fershalov A.Y., Fershalov Y.Y., Fershalov M.Y. Principles of designing gas microturbine stages. Energy. 2021;218(1 March);119488. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.119488>
10. Fershalov Y.Y., Fershalov A.Y., Fershalov M.Y. Microturbine with new design of nozzles. Energy. 2018;157:615–624. DOI: 10.1016/j.energy.2018.05.153
11. Hui Sun, Ruofu Xiao, Weichao Liu, Fujun Wang. Analysis of S Characteristics and Pressure Pulsations in a Pump-Turbine with Misaligned Guide Vanes. J. of Fluids Engineering. 2013;135:1–6.
12. Ismagilov F.R., Vavilov V.E., Yamalov I.I., Ayguzina V.V. Transients in ultra-high-speed generators of micro-sized gas turbines. Progress in Electromagnetics Research. 2017;59:123–133.
13. Sazonov T.V., Fershalov Y.Y., Fershalov M.Y., Fershalov A.Y., Ibragimov D.I. Experimental installation for the study of nozzles microturbines. Applied Mechanics and Materials. 2014;635–637;155–158. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.635-637.155
14. Serkan Ekinci, Mustafa Alvar. Horizontal axis marine current turbine design for wind-electric hybrid sailing boat. Brodogradnja [Shipbuilding: Theory and Practice of Naval Architecture, Marine Engineering and Ocean Engineering]. 2017;68(2):127–151. DOI:10.21278/brod68209
15. Tsai Bor-Jang, Wang Y.L. A novel Swiss-Roll recuperator for the microturbine engine. Applied Thermal Engineering. 2009;29(2–3):216–223. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2008.02.028
16. Voropai N., Stennikov V., Senderov S., Barakhtenko E., Voitov O., Ustinov A. Modeling of integrated energy supply systems: main principles, model, and applications // Journal of Energy Engineering. 2017;143(5);04017011-1–04017011-11. DOI: [10.1061/\(ASCE\)EY.1943-7897.0000443](https://doi.org/10.1061/(ASCE)EY.1943-7897.0000443)