# Энергетика. Электротехника Energetics. Electrical engineering

Научная статья УДК 621.4 DOI: https://doi.org/10.18721/JEST.30301



Б. Гун<sup>1</sup> ⊠ , Н.С. Избяков<sup>1</sup>, В.В. Барсков<sup>1</sup>, Л. Хуа<sup>2</sup>, В.А. Рассохин<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия;

<sup>2</sup> Научно-исследовательский институт автомобильной промышленности Университета Цинхуа, Сучжоу, Китайская Народная Республика

□ outbowenlook@outlook.com

# МОДЕРНИЗАЦИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО СТЕНДА С ЦЕЛЬЮ ВАЛИДАЦИИ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ СВЕРХКРИТИЧЕСКОГО ДИОКСИДА УГЛЕРОДА НА ВОЗДУХ В КАЧЕСТВЕ РАБОЧЕГО ТЕЛА ДЛЯ ТУРБОМАШИН

Аннотация. К середине века выработка электроэнергии вырастет более чем в два раза, что приведет к увеличению выбросов парниковых газов, которые повышают вероятность глобального потепления. Одним из наиболее перспективных циклов по выработке электрической энергии является цикл Брайтона со сверхкритическим диоксидом углерода. Рабочее тело обладает высокой плотностью энергии, стабильными термическими и химическими свойствами. Для более глубокого исследования газодинамических и прочностных характеристик проточной части турбины, работающей на сверхкритическом диоксиде углерода, необходимо создание полномасштабного натурного экспериментального стенда. Однако свойства рабочего тела не до конца изучены, создание натурного стенда требует высоких затрат и повышенных мер безопасности, так как его работа характеризуется высокими значениями температуры и давления. В работе проведено моделирование сверхкритического диоксида углерода на воздух с использованием методики подобия. Для валидации численных экспериментов, проведенных в программном комплексе Ansys Workbench, выбран экспериментальный стенд, расположенный на базе Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого. Проведена комплексная оценка технического состояния стенда, выполнены замена и модернизация некоторых узлов. В рамках подготовки стенда выполнены тепловой и ресурсный расчеты подшипника. Разработаны и изготовлены новые форсунки подачи масла в подшипники. Проведены испытания масляной системы, которые показали, что объемный расход удовлетворяет оптимальным значениям из технического паспорта подшипника. Выполнен замер объемного расхода водяной системы. Была разработана современная измерительная система, обеспечивающая высокую точность экспериментов и позволяющая получать в настоящем времени основные характеристики турбины для дальнейших экспериментальных исследований.

*Ключевые слова:* сверхкритический диоксид углерода, цикл Брайтона, турбомашина, экспериментальный стенд, теория подобия, валидация.

Благодарности: Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда в рамках реализации проекта «Принципы создания автономных углекислотных турбинных установок для выработки тепловой и электрической энергии, с внешним подводом теплоты, работающих на сырой нефти» (Соглашение №23-29-00968, https://rscf.ru/project/23-29-00968/) в Санкт-Петербургском политехническом университете Петра Великого.

© Гун Б., Избяков Н.С., Барсков В.В. и др., 2024. Издатель: Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Для цитирования:

Гун Б., Избяков Н.С., Барсков В.В. и др. Модернизация экспериментального стенда с целью валидации численного моделирования сверхкритического диоксида углерода на воздух в качестве рабочего тела для турбомашин // Глобальная энергия. 2024. Т. 30, № 3. С. 7–22. DOI: https://doi.org/10.18721/JEST.30301

Research article DOI: https://doi.org/10.18721/JEST.30301



# B. $Gong^{1} \boxtimes$ , N.S. Izbiakov<sup>1</sup>, V.V. Barskov<sup>1</sup>, L. Hua<sup>2</sup>, V.A. Rassokhin<sup>1</sup>

 <sup>1</sup> Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, Russia;
 <sup>2</sup> Suzhou Automotive Research Institute, Tsinghua University (TSARI), Suzhou, People's Republic of China (PRC)

□ outbowenlook@outlook.com

# MODERNIZATION OF THE EXPERIMENTAL STAND FOR VALIDATION OF NUMERICAL MODELING OF SUPERCRITICAL CARBON DIOXIDE TO AIR AS A WORKING FLUID FOR TURBOMACHINES

Abstract. By the middle of the century, electricity generation will more than double, leading to increased greenhouse gas emissions, which increase the likelihood of global warming. One of the most promising ways to generate electric energy is the Brayton cycle with supercritical carbon dioxide as a working fluid. This fluid has a high energy density and stable thermal and chemical properties. To further investigate the gas dynamics and structural characteristics of the turbine flow paths operating on supercritical carbon dioxide, it is necessary to create a full-scale experimental stand. However, the properties of the working fluid are not yet fully understood, that is why the creation of such a stand requires high costs and increased safety measures, since its operation is characterized by high temperature and pressure. In this work, supercritical carbon dioxide to air is simulated using the similarity technique. To validate numerical experiments conducted in Ansys Workbench software package, an experimental stand at Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University was selected. A comprehensive evaluation of technical condition of the stand was conducted, and some units were replaced and modernized. As part of the stand preparation, thermal and resource calculations of the bearings were performed, and new oil injection nozzles for the bearings were designed and manufactured. Tests of the oil system were conducted, which showed that the volumetric flow rate meets the optimum values from the bearing technical data sheet. The volumetric flow rate of water in the system was also measured. A modern measuring system was developed, ensuring high experimental accuracy and allowing to obtain the main characteristics of the turbine in real time for further experimental studies.

*Keywords:* supercritical carbon dioxide, Brayton cycle, turbomachinery, experimental stand, theory of similarity, validation.

*Acknowledgements:* The research was supported by the Russian Science Foundation grant No. 23-29-00968 "Principles of creating autonomous carbon dioxide turbine units for generating thermal and electrical energy, with external heat supply, operating on crude oil" (available online: https://rscf.ru/project/23-29-00968/) and conducted at Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.

#### Citation:

Gong B., Izbiakov N.S., Barskov V.V. el al., Modernization of the experimental stand for validation of numerical modeling of supercritical carbon dioxide to air as a working fluid for turbomachines, Global Energy, 30 (03) (2024) 7–22, DOI: https://doi.org/10.18721/JEST.30301



Рис. 1. Сценарии выработки электроэнергии в диапазоне 2010–2050 годы [1] Fig. 1. Scenarios of electricity generation for the period 2010–2050 [1]

**Введение.** Спрос на электроэнергию не перестает расти с каждым годом. Это объясняется технологическим прогрессом и экономическим ростом. Например, наращивание объемов производства, развитие технологий искусственного интеллекта, переход на электромобили, работа дата-центров и т. д. Поэтому для покрытия спроса повышается выработка электроэнергии, что является трендом по всему миру. По сценариям International Energy Agency к середине века выработка электроэнергии составит от 54000 до 77000 ТВт\*ч, что показывает рост более чем в два раза по сравнению с сегодняшним днем [1]. На рис. 1 представлены три сценария развития выработки электрической энергии до 2050 года: сценарий заявленной политики, сценарий объявленных обещаний, сценарий «углеродная нейтральность к 2050 году».

В связи с ростом выработки электроэнергии растут выбросы парниковых газов в атмосферу, что ведет к разрушению озонового слоя и нагреванию планеты. В 2019 году Межправительственная группа экспертов по изменению климата (МГЭИК) выпустила специальный доклад, в котором было объявлено, что с вероятностью 66–100% глобальное потепление достигнет 1,5°C в период 2032–2050 годов при сохранении нынешних темпов повышения [2].

С целью снижения выбросов парниковых газов разрабатываются и принимаются регулирующие законы и стандарты. Из-за этого появляется тенденция перехода к низкоуглеродной энергетике. Наибольшее распространение в последние годы наблюдается у замкнутых или полузамкнутых циклов. Одними из примеров являются органический цикл Ренкина, цикл Аллама и замкнутый цикл Брайтона.

В органическом цикле Ренкина в качестве рабочих тел применяются фреоны, спирты и другие жидкости с низкой точкой кипения. Верхняя температура цикла ограничивается температурой распада рабочего тела, поэтому максимальная температура достигает 500—600 К, что ведет к сравнительно малому теплоперепаду, низкому КПД и сравнительно малой мощности [3].

В полузамкнутом цикле Аллама происходит сжигание газообразного топлива в среде углекислого газа с подачей окислителя. При работе энергетической установки (ЭУ) часть углекислого газа высокой чистоты отводится из цикла (товарная углекислота). При этом работа цикла Аллама ограничивается, так как в качестве источника теплоты могут выступать только природный газ, водородное или прочие (неорганические) топлива. Также цикл характеризуется большим количеством основных устройств по сравнению с органическим циклом Ренкина и циклом Брайтона, что ведет к высоким первоначальным затратам [4].

Замкнутый цикл Брайтона исследуется с различными рабочими телами, такими как гелий, неон, углекислый газ в сверхкритическом состоянии (s-CO<sub>2</sub>) и другие. Последнее рабочее тело имеет

### Энергетика. Электротехника

Турбина	Мощность (МВт)						
	0,3 1	L,0	3,0	1	.0 30	10	0 300
Скорость вращения (об/мин)/размер (см)	75,000/ 5		30,000/ 14		10,000/ 40		3600/ 120
Радиальный тип	Одноступенчаты	e	и многоступенчатые				
Осевой тип					Одноступенчатые	и	многоступенчатые

Рис. 2. Особенности турбин, работающих на сверхкритическом диоксиде углерода [7] Fig. 2. Features of turbines operating on supercritical carbon dioxide [7]

преимущества по сравнению с другими, так как обладает высокой плотностью энергии, низкой стоимостью, термической и химической устойчивостями. Также это рабочее тело позволяет работать в широком диапазоне температур — от 500 до 1400 К [3, 5].

#### Цикл Брайтона с s-CO,

Критическая точка углекислого газа: T = 304,14 К и давление P = 7,38 МПа. Низкая критическая температура позволяет использовать воздушное охлаждение и делает установку независимой от водяного ресурса [6].

Опубликованные аналитические исследования показывают, что в установках 0,3–30 МВт используются радиально-осевые турбины (POT) [7–10]. Это объясняется тем, что в таком диапазоне мощностей применение осевых ступеней характеризуется низкой эффективностью из-за малого размера лопаток. Радиальные турбомашины позволяют разработать высокоэффективную и компактную турбоустановку, так как способны срабатывать больший перепад энтальпий на ступень по сравнению с осевыми. Особенности турбин, работающих на сверхкритическом диоксиде углерода, представлены на рис. 2.

Несмотря на вышеперечисленные преимущества, существуют определенные ограничения. Работа энергетических установок характеризуется высокими давлениями: от 15 до 32 МПа, следовательно, необходимо применение высокопрочных сплавов для обеспечения надежности установки. Вблизи критической области углекислый газ обладает уникальными свойствами, в частности высокой теплоемкостью и теплопроводностью, при этом такие свойства затрудняют использование этого рабочего тела в ЭУ, так как характер их изменения изучен не до конца.

Эти ограничения замедляют исследования и проектирование ЭУ, работающих по циклу Брайтона со сверхкритическим диоксидом углерода. Проведение физических экспериментов, изготовление опытных образцов и демонстрационных установок характеризуется высокими затратами. Одним из способов решения этих задач является проведение газодинамических исследований цикла Брайтона с s-CO, на воздушных стендах с учетом теорий подобия [11].

#### Моделирование сверхкритического диоксида углерода на воздух

Метод моделирования рабочих тел на воздух позволяет проводить испытания с минимальными затратами. Теория подобия базируется на трех критериях: геометрическое, кинематическое и динамическое подобия. Однако сложность моделирования заключается в том, что характер изменения физических свойств s-CO<sub>2</sub> отличается от характера изменения идеального газа. Это требует особой внимательности к применению теории подобия.

Проведены численные газодинамические испытания в программном комплексе Ansys Workbench в пакете CFX для радиально-осевой турбинной ступени на сверхкритическом диоксиде углерода. Далее итерационным методом проводились газодинамические испытания на воздухе с целью соблюдения теории подобия. Результат показал возможность физически моделировать



Рис. 3. Структура течения потока в ступени радиально-осевой турбины для рабочих тел: а) сверхкритический диоксид углерода; б) воздух

Fig. 3. Flow structure in a stage of a radial-axial turbine for working fluids: a) supercritical carbon dioxide; b) air

на воздушном стенде, выдерживая критерии подобия, работу радиально-осевой турбинной ступени со сверхкритическим диоксидом углерода. Результаты численных газодинамических испытаний для сверхкритического диоксида углерода и воздуха представлены на рис. 3.

В качестве модели турбулентности была задана модель SST. В качестве граничных условий задавались полное давление и температура на входе в ступень РОТ и статическое давление на выходе из нее. Сходимость решения определялась значениями массовых имбалансов, расчет был остановлен при значениях менее 0,01. Значение было достигнуто после 700 итераций.

В табл. 1 приведены основные результаты для сверхкритического диоксида углерода и воздуха для моделирования.

Таблица 1

## Основные результаты моделирования радиально-осевой турбинной ступени при натурных и модельных условиях

#### Table 1

#### The main results of modelling a radial-axial turbine stage under full-scale and model conditions

Nº	Наименование параметра	Ед. измерения	Натурные условия	Модельные условия
1	Число Маха на выходе из направляющего аппарата, $M_{c1}$		0,8250	0,7765
2	Давление перед турбиной, р <sub>0</sub> *		15112600	202574
3	Температура перед турбиной, $T_0^*$	K	825	343,3
4	Рабочее тело	-	s-CO2	Воздух
5	Расход рабочего тела, G	кг/с	73,043	1,282
6	Характеристическое число, $u/C_0$	_	0,48203	0,48220
7	Частота вращения ротора, <i>n</i>	об/мин	20000	16969
8	Мощность турбины, $N_{_{\rm T}}$	кВт	5109	57,717

С целью валидации результатов численного трехмерного моделирования РОТ далее описано экспериментальное исследование модели этой турбины на воздушном стенде.





Рис. 4. Состояния газосборника: а) исходное; б) измененное Fig. 4. States of gas collector: a) initial; b) modified

#### Описание экспериментального стенда

В качестве экспериментального стенда выбрана ЭУ для исследования проточных частей РОТ, установленная на базе Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого в лаборатории им. И.И. Кириллова. Установка разработана, изготовлена и собрана на предприятии ООО «НТЦ "Микротурбинные технологии"» в 2014 году. ЭУ использовалась для проведения испытания частей компрессора и турбины. Подробное описание стенда представлено в работах [12, 13].

Последние испытания стенда проводились в 2017 году, для дальнейших исследований необходимо было проверить его работоспособность и модернизировать узлы. В ходе осмотра газосборника турбины обнаружено его неудовлетворительное состояние из-за деформации корпуса под высоким давлением. Для усиления конструкции были разработаны чертежи, деталь была отправлена на сварочные работы. Состояния газосборника представлены на рис. 4.

Подшипники вала индукторного тормоза нуждались в замене из-за недопустимого люфта. Их ресурс составлял не более 150 часов, что указывало на неэффективную систему подачи масла. Для модернизации были выбраны прецизионные однорядные радиально-упорные подшипники SKF 7212 CD/HCP4A с повышенной грузоподъемностью<sup>1</sup>. Для достижения параметров моделирования необходимо применять жидкую смазку. В техническом паспорте подшипника оптимальный объемный расход масла составляят от 0,8 до 3,6 л/мин.

Для увеличения срока службы подшипника разработаны новые форсунки с тремя отверстиями для равномерной подачи масла. Созданы 3D-модели и чертежи для их изготовления. Изготовленные форсунки представлены на рис. 5.

Для продления срока службы подшипника установлены фильтр мелкой очистки и насос на сливной магистрали, чтобы предотвратить застой масла. На рис. 6 изображена принципиальная схема модернизированной масляной системы. Зеленым цветом выделены добавленные элементы.

После модернизации масляной системы необходимо провести испытания по замеру объемного расхода масла через каждый подшипник. Для этого отдельно от стенда были собраны подшипниковые узлы и помещены каждый в расходомерную емкость. В качестве жидкой смазки выбрано масло ЛАДОГА ТП-22, которое обладает необходимой вязкостью и оптимальной плотностью. Было проведено три испытания по замеру объемного расхода масла. По полученным данным произвели осреднение и построили график зависимости объемного расхода от времени. График изображен на рис. 7.

a)

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> SKF. Подшипник 7212 CD/HCP4A. Режим доступа: https://www.skf.com/kz/products/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings/productid-7212%20CD%2FHCP4A (дата обращения: 28.07.2024).

б)





Рис. 5. Изготовленные форсунки для стенда: a) со стороны турбины; б) со стороны втулки Fig. 5. Nozzles manufactured for the experimental stand: a) on the turbine side; б) on the bushing side



Рис. 6. Принципиальная схема модернизированной масляной системы: 1 — фильтр грубой очистки, 2 — насос «Авиадвигатель 623», 3 — регулирующий клапан байпас, 4 — регулирующий клапан, 5 — подшипник со стороны втулки, 6 — подшипник со стороны турбины, 7 — скоба сбора масла с подшипника со стороны втулки, 8 — скоба сбора масла с подшипника со стороны турбины, 9 — регулирующий клапан вблизи стенда ЭУ, 10 — фильтр мелкой очистки, 11 — форсунка для подшипника со стороны втулки, 12 — форсунка для подшипника со стороны турбины, 13 — специальная емкость сбора масла из скоб, 14 — насос DYB-15

Fig. 6. Schematic diagram of the modernized oil system: 1 – coarse filter, 2 – "Aviadvigatel 623" pump, 3 – bypass control valve, 4 – control valve, 5 – bearing on the bushing side, 6 – bearing on the turbine side, 7 – oil collection bracket from the bearing on the bushing side, 8 – bracket for collecting oil from the bearing on the turbine side, 9 – control valve near the experimental stand, 10 – fine filter, 11 – nozzle for the bearing on the bushing side, 12 – nozzle for the bearing on the turbine side, 13 – special container for collecting oil from brackets, 14 – DYB-15 pump

Объемный расход на каждый подшипник лежит в диапазоне, рекомендованном в техническом паспорте подшипников.

Для предотвращения перегрева и обеспечения надежной эксплуатации подшипника необходимо произвести тепловой и ресурсный расчеты. Они помогают определить температуры масла на выходе из подшипника, а также оценить его ресурс работы, учитывая нагрузки, скорости вращения и форму тела качения.

Тепловой расчет проведен в соответствии с методикой теплового расчета подшипников<sup>2</sup>. Количество энергии (теплоты), выделяющейся в подшипнике за единицу времени:

a)

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Справочник инженера. Тепловой расчет подшипников. Режим доступа: https://inzhener-info.ru/razdely/konstruirovanie/opory-skolzheniya/teplovoj-raschet-podshipnikov-skolzheniya.html (дата обращения: 28.07.2024).

#### Энергетика. Электротехника



Рис. 7. График зависимости объемного расхода масла от времени с обозначением оптимального расхода Fig. 7. Graph of volumetric oil flow rate versus time with optimum flow rate indicated

$$N_{\rm TD} = P_1 \cdot V \cdot f, \tag{1}$$

где  $P_1$  – результирующая нагрузка на подшипник, H; V – окружная скорость, м/с; f – приведенный коэффициент трения, безразмерная величина.

$$P_1 = \sqrt{F_r^2 + F_a^2},$$
 (2)

где  $F_r$  – радиальная нагрузка, действующая на подшипник, H;  $F_a$  – осевая нагрузка, действующая на подшипник, рассчитанная по методике расчета осевых сил, действующих в турбомашинах, H [14].

$$V = \frac{\pi dn}{60},\tag{3}$$

где *d* – средний диаметр подшипника, м; *n* – частота вращения, об/мин.

Рассчитаем количество теплоты, уносимой маслом из подшипника за единицу времени для минимального объемного расхода в установившемся состоянии:

$$N_{\rm oxi} = Q\rho c \left( t_{\rm bbix} - t_{\rm bx} \right), \tag{4}$$

где Q – минимальный объемный расход масла, м<sup>3</sup>/сек;  $\rho$  – плотность масла, кг/м<sup>3</sup>; c – удельная теплоемкость масла, Дж/кг·°С;  $t_{_{BMX}}$  – оптимальная температура масла на выходе из подшипни-ка, °С;  $t_{_{BNX}}$  – температура на входе в подшипник, °С.

Коэффициент, показывающий способность охлаждающего тела воспринимать теплоту, возникающую в подшипнике выше расчетной:

$$s = \frac{N_{\text{OXII}}}{N_{\text{TP}}}.$$
(5)

В технической документации подшипника предложена методика расчета срока службы<sup>3</sup>. Базовый номинальный срок службы подшипника:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_1}\right)^p,\tag{6}$$

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> SKF. Super-precision bearings. Режим доступа: https://www.skf.com/group/products/super-precision-bearings (дата обращения: 30.07.2024).

где *С* – базовая динамическая нагрузка из паспорта подшипника, кН; р – степенной показатель для шарикового подшипника, безразмерная величина.

Срок службы подшипника, выраженный в часах работы:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} L_{10}.$$
 (7)

Результаты теплового и ресурсного расчетов подшипника представлены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты теплового и ресурсного расчетов подшипника

Table 2

#### Results of thermal and resource calculations of the bearing

N⁰	Параметр	Обозначение	Размерность	Значение
1	Количество теплоты, выделяющейся в подшипнике	$N_{_{ m TP}}$	Вт	123,4
2	Результирующая нагрузка на подшипник	$P_1$	кН	0,462
3	Окружная скорость	V	м/с	89
4	Количество теплоты, уносимой маслом из подшип- ника	$N_{_{ m OXЛ}}$	Вт	3062
5	Коэффициент, показывающий способность охлаж- дающего тела воспринимать теплоту, возникающую в подшипнике	S	_	24,81
6	Базовый номинальный срок службы подшипника	$L_{10}$	млн оборотов	1922713
7	Срок службы подшипника	$L_{10h}$	экв. час	1602261

По проведенному ресурсному расчету видно, что срок службы подшипника превышает номинальный (1 млн оборотов). Это объясняется высокой грузоподъемностью по сравнению с нагрузкой на подшипник. Рассчитанный срок службы позволяет продолжительное время проводить испытания на стенде ЭУ, не подвергая подшипники замене.

Также были произведены испытания водяной системы. Система используется для охлаждения корпуса индукторного тормоза. Результаты испытаний водяной системы представлены на рис. 8. Объемного расхода воды достаточно для охлаждения корпуса индукторного тормоза.

После проведения испытаний масляной и водяной систем, теплового и ресурсного расчетов подшипника, а также модернизации газосборника турбины стенд ЭУ был собран. Собранный стенд ЭУ представлен на рис. 9.

#### Разработка измерительной системы

Разработана современная автоматическая цифровая измерительная система для экспериментального стенда.

В комплекс измерительной системы входят следующие датчики и устройства:

- 1 автоматический выключатель,
- 2 блока питания Siemens SITOP 6EP1333-2AA01,
- 6 модулей аналогового ввода МВ210-101,
- 11 преобразователей давления ПД100И-ДИ0,6-111-0,25,
- 1 преобразователь давления ПД200-ДД0,2-155-0,1-2-Н,
- 22 термоэлектрического преобразователя ДТПК-011-0,5/3

#### Энергетика. Электротехника



Рис. 8. График зависимости объемного расхода воды от времени Fig. 8. Graph of volumetric water flow rate versus time



Рис. 9. Собранный модернизированный стенд ЭУ Fig. 9. Modernized experimental stand

- 1 тахометр ТСП-04,
- 2 тензодатчика L6N-N-10/20kg
- 2 преобразователя сигнала JY-S85,
- 1 роутер.

Выходящий сигнал каждого из датчиков (4...20 мА) приходит в модуль аналогового ввода. Для преобразователей давлений параллельно включается резистор сопротивлением 51 кОм. Модули аналогового ввода передают сигнал по протоколу Modbus TCP по кабелю Ethernet. Электрическая схема подключения датчиков измерения представлена на рис. 10.

Сбор данных с датчиков измерения осуществляется посредством их соединения с программой MasterSCADA. В программе настроен алгоритм опроса датчиков, их первичная обработка, созданы графики зависимостей параметров от времени и мнемосхема, позволяющая в реальном времени следить за основными характеристиками ступени РОТ. Скриншот мнемосхемы во время проведения отладочных испытаний представлен на рис. 11.

Для проверки работоспособности стенда и датчиков измерения было произведено несколько отладочных испытаний. По результатам испытаний было рассчитано среднеквадратичное отклонение (СКО). Значения неопределенности датчиков по паспорту и СКО представлены в табл. 3.

После проведения испытаний параметры в зависимости от времени импортируются, усредняются и обрабатываются по методике определения внешних характеристик ступени.



Рис. 10. Электрическая схема подключения датчиков измерения Fig. 10. Electrical connection diagram of the measurement sensors



Рис. 11. Мнемосхема экспериментального стенда во время отладочных испытаний Fig. 11. Mnemonic diagram of the experimental stand during debugging tests

#### Таблица 3

#### Неопределенность датчиков измерения, установленных на экспериментальном стенде Table 3

N⁰	Датчик	Размерность	Значение	Неопределенность, %	СКО
1	Избыточного давления	кПа	4,77	0,25	0,026
2	Дифференциального давления	кПа	10,56	0,1	0,01
3	Температуры	K	47,9	0,75	0,144
4	Частоты вращения	об/мин	502	0,1	0,484
5	Силы	КГ	2,95	0,02	0,068

Uncertainty of measurement sensors installed on the experimental stand

СКО рассчитываемых величин по результатам отладочных испытаний представлено в табл. 4.

#### Таблица 4

#### Внешние характеристики турбины и их СКО по результатам отладочных испытаний

Table 4Main characteristics of the turbine and their standard deviation according to the results of debugging tests

Nº	Величина	Формула	Размерность	Значение	СКО
1	$\pi_{_T}$	$\frac{p_0^*}{p_2}$	_	1	0
2	${h_{_{0}}}^{*}$	$c_{p} * T_{0}^{*} * \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_{T}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	Дж/кг	4299	18,35
3	$C_0$	$\sqrt{2h_0^*}$	м/с	92,7	0,18
4	ω	$\frac{\pi n_1}{30}$	$c^{-1}$	52,53	0,048
5	$M_{I}$	$P_{I}l$	Н∙м	1,91	0,047
6	$N_I$	$M_I \omega_I$	Вт	100	2,77
7	η	$\frac{N_I}{G_{\Sigma} h_0^*} \cdot 100\%$	%	9,37	0,27
8	<i>u</i> / <i>C</i> <sub>0</sub>	$\frac{\pi d_{1cp} n_I}{60C_0}$	_	0,03	$4 \cdot 10^{-17}$

#### Вывод

В настоящее время наблюдается переход к низкоуглеродной энергетике в связи со стремлением к снижению выбросов парниковых газов в атмосферу. Исследуются различные замкнутые циклы для производства электрической энергии, которые при работе не производят парниковые газы и являются экологически чистыми. Наиболее перспективным является замкнутый цикл Брайтона со сверхкритическим диоксидом углерода. Это рабочее тело имеет уникальные свойства, которые позволяют вырабатывать электроэнергию с большой эффективностью. В то же время уникальные свойства являются ограничением к распространению таких энергетических установок. Для исследования таких установок применяются методы моделирования рабочего тела на воздух по теории подобия. Были произведены численные испытания для турбинной ступени, работающей на s-CO<sub>2</sub> и на воздухе, для определения точек, сходственных в натуре и модели. Выбрали экспериментальный стенд для валидации численных расчетов, а также провели его подготовку. Были выполнены разработка и изготовление форсунок для подачи масла в подшипники, усиление конструкции газосборника, модернизация масляной системы, подбор подшипника и его тепловой и ресурсный расчеты, проведены испытания масляной и водяной систем. Разработали измерительную систему и подобрали методику обработки экспериментальных данных. После проведения всех работ экспериментальный стенд был собран и подготовлен к проведению испытаний по валидации численных расчетов моделирования. Провели отладочные испытания по определению среднеквадратичных отклонений для измеряемых и рассчитываемых величин.

#### СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

[1] IEA. World Energy Outlook 2023. Режим доступа: https://www.iea.org/reports/world-energy-out-look-2023 (дата обращения: 05.07.2024).

[2] IPCC, 2018: Summary for Policymakers // Global Warming of 1.5°C. An IPCC Special Report on the impacts of global warming of 1.5°C above pre-industrial levels and related global greenhouse gas emission pathways, in the context of strengthening the global response to the threat of climate change, sustainable development, and efforts to eradicate poverty / ed. by V. Masson-Delmotte, P. Zhai, H.-O. Pörtner, D. Roberts, J. Skea, P.R. Shukla, A. Pirani, W. Moufouma-Okia, C. Péan, R. Pidcock, S. Connors, J.B.R. Matthews, Y. Chen, X. Zhou, M.I. Gomis, E. Lonnoy, T. Maycock, M. Tignor, T. Waterfield. Geneva: World Meteorological Organization Technical Document, 2018. P. 3–24. DOI: 10.1017/9781009157940.001

[3] Гун Б., Избяков Н.С., Барсков В.В., Рассохин В.А. Аналитическое исследование тепловых схем утилизационных паро- и газотурбинных установок, применяемых для достижения углеродной нейтральности // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2024. Т. 8, № 773. С. 83–93. DOI: 10.18698/0536-1044-2024-8

[4] Allam R., Martin S., Forrest B., Fetvedt J., Lu X., Freed D., Brown G., Sasaki T., Itoh M., Manning J. Demonstration of the Allam Cycle: an update on the development status of a high efficiency supercritical carbon dioxide power process employing full carbon capture // Energy Procedia. 2017. Vol. 14. P. 5948–5966. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.03.1731

[5] Избяков Н.С., Гун Б., Барсков В.В. Рассмотрение актуальных тепловых схем цикла Брайтона со сверхкритическим диоксидом углерода // Бутаковские чтения: сборник статей III Всероссийской с международным участием молодежной конференции. Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2023. С. 397–400.

[6] Гун Б. Применение диоксида углерода в сверхкритическом цикле Брайтона в гелиотермальной энергетике // Возобновляемая энергия планеты: II Всероссийский конкурс студентов, аспирантов и молодых ученых с международным участием. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2022. С. 49–54.

[7] Fleming D., Holschuh T., Conboy T., Rochau G., Fuller R. Scaling considerations for a multi-megawatt class supercritical CO2 Brayton cycle and path forward for commercialization // Proceedings of the ASME Turbo Expo. 2012. Vol. 5. P. 953–960. DOI: 10.1115/GT2012-68484

[8] **Deligant M., Huebel M., Djaname T., Ravelet F., Specklin M., Kebdani M.** Design and off-design system simulation of concentrated solar super-critical CO<sub>2</sub> cycle integrating a radial turbine meanline model // Energy Reports. 2022. Vol. 8. Suppl. 9. P. 1381–1393. DOI: 10.1016/j.egyr.2022.07.141

[9] **Persky R., Sauret E.** Loss models for on and off-design performance of radial inflow turbomachinery // Applied Thermal Engineering. 2019. Vol. 150. P. 1066–1077. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.01.042 [10] Qi J., Reddell T., Qin K., Hooman K., Jahn I.H.J. Supercritical CO2 radial turbine design performance as a function of turbine size parameters // Journal of Turbomachinery. 2017. Vol. 139. Iss. 8. Art. no. 081008. DOI: 10.1115/1.4035920

[11] Седов Л.И. Методы подобия и размерности в механике. 8-е изд., перераб. М.: Наука, 1977. 440 с.

[12] Барсков В.В., Рассохин В.А., Беседин С.Н., Тулубенский Е.В. Разработка методики испытаний малорасходных проточных частей турбины и компрессора // Вестник Брянского государственного технического университета. 2016. Т. 1, № 49. С. 9–15. DOI: 10.12737/18170

[13] Барсков В.В. Выбор параметров и обоснование конструктивной схемы малогабаритной газотурбинной установки с независимым соотношением частот вращения роторов турбины и компрессора: дис. ... канд. техн. наук: 05.04.12: защищена 25.04.12. СПб., 2017. 268 с.

[14] Белоусов А.И., Иванов А.И. Расчет осевых сил, действующих в турбомашинах. Куйбышев: КуАИ, 1981. 84 с.

#### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**ГУН Бовэнь** – ассистент, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. E-mail: outbowenlook@outlook.com ORCID: https://orcid.org/0000-0001-9818-7165

**ИЗБЯКОВ Никита Сергеевич** — лаборант, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого. E-mail: nik.izbyakov@mail.ru ORCID: https://orcid.org/0009-0000-3053-5629

БАРСКОВ Виктор Валентинович — директор Института энергетики, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, д-р техн. наук. E-mail: barskov\_vv@spbstu.ru ORCID: https://orcid.org/0000-0001-6914-8212

**ХУА Лунь** — директор Института энергетики и защиты окружающей среды, Научно-исследовательский институт автомобильной промышленности Университета Цинхуа, Сучжоу, *PhD*. E-mail: hualun@tsari.tsinghua.edu.cn ORCID: https://orcid.org/0009-0008-6014-4942

**РАССОХИН Виктор Александрович** — профессор, Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, д-р техн. наук. E-mail: rassohin\_va@spbstu.ru ORCID: https://orcid.org/0000-0003-4609-4252

#### REFERENCES

[1] **IEA**, World Energy Outlook 2023, https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2023. Accessed July 05, 2024).

[2] IPCC, 2018: Summary for Policymakers, V. Masson-Delmotte, P. Zhai, H.-O. Pörtner, D. Roberts, J. Skea, P.R. Shukla, A. Pirani, W. Moufouma-Okia, C. Péan, R. Pidcock, S. Connors, J.B.R. Matthews, Y. Chen, X. Zhou, M.I. Gomis, E. Lonnoy, T. Maycock, M. Tignor, T. Waterfield (eds.), Global Warming of 1.5°C.

An IPCC Special Report on the impacts of global warming of 1.5°C above pre-industrial levels and related global greenhouse gas emission pathways, in the context of strengthening the global response to the threat of climate change, sustainable development, and efforts to eradicate poverty, World Meteorological Organization Technical Document, Geneva, 2018, 3–24. DOI: 10.1017/9781009157940.001

[3] **B. Gong, N.S. Izbiakov, V.V. Barskov, V.A. Rassokhin,** Analytical analysis of thermal schemes of waste steam and gas turbine plants, used to achieve carbon neutrality, BMSTU Journal of Mechanical Engineering, 8(773) (2024) 83–93. DOI: 10.18698/0536-1044-2024-8

[4] R. Allam, S. Martin, B. Forrest, J. Fetvedt, X. Lu, D. Freed, G. Brown, T. Sasaki, M. Itoh, J. Manning, Demonstration of the Allam Cycle: an update on the development status of a high efficiency supercritical carbon dioxide power process employing full carbon capture, Energy Procedia, 114 (2017) 5948–5966. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.03.1731

[5] **N.S. Izbiakov, B. Gong, V.V. Barskov,** Rassmotrenie aktual'nykh teplovykh skhem tsikla Braitona so sverkhkriticheskim dioksidom ugleroda [Consideration of current thermal schemes of the Brayton cycle with supercritical carbon dioxide], Butakovskie chteniia: Sbornik statei III Vserossiiskoi s mezhdunarodnym uchastiem molodezhnoi konferentsii [Butakov Readings: Collection of Articles of the III All-Russian Youth Conference with International Participation], Izd-vo Tomskogo politechnicheskogo universiteta, Tomsk, 2023, 397–400.

[6] **B. Gong,** Primenenie dioksida ugleroda v sverkhkriticheskom tsikle Braitona v geliotermal'noi energetike [Application of carbon dioxide in the supercritical Brayton cycle in solar thermal energy], Vozobnovliaemaia energiia planety: II Vserossiiskii konkurs studentov, aspirantov i molodykh uchenykh s mezhdunarodnym uchastiem [Renewable Energy of the Planet: II All-Russian Competition of Students, Postgraduates and Young Scientists with International Participation], Bauman State Technical University, Moscow, 2022, 49–54.

[7] **D. Fleming, T. Holschuh, T. Conboy, G. Rochau, R. Fuller,** Scaling considerations for a multi-megawatt class supercritical CO2 Brayton cycle and path forward for commercialization, Proceedings of the ASME Turbo Expo, 5 (2012) 953–960. DOI: 10.1115/GT2012-68484

[8] **M. Deligant, M. Huebel, T. Djaname, F. Ravelet, M. Specklin, M. Kebdani,** Design and off-design system simulation of concentrated solar super-critical CO<sub>2</sub> cycle integrating a radial turbine meanline model, Energy Reports, 8 (9) (2022) 1381–1393. DOI: 10.1016/j.egyr.2022.07.141

[9] **R. Persky, E. Sauret,** Loss models for on and off-design performance of radial inflow turbomachinery, Applied Thermal Engineering, 150 (2019) 1066–1077. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2019.01.042

[10] J. Qi, T. Reddell, K. Qin, K. Hooman, I.H.J. Jahn, Supercritical  $CO_2$  radial turbine design performance as a function of turbine size parameters, Journal of Turbomachinery, 139 (8) (2017) 081008. DOI: 10.1115/1.4035920

[11] **L.I. Sedov,** Metody podobiia i razmernosti v mekhanike [Methods of similarity and dimensionality in mechanics], 8<sup>th</sup> ed., Nauka, Moscow, 1977.

[12] V.V. Barskov, V.A. Rassokhin, S.N. Besedin, E.V. Tulubensky, Test procedure development for low-spending parts of turbine and compressor, Bulletin of Bryansk State Technical University, 1 (49) (2016) 9–15. DOI: 10.12737/18170

[13] **V.V. Barskov,** Vybor parametrov i obosnovanie konstruktivnoi skhemy malogabaritnoi gazoturbinnoi ustanovki s nezavisimym sootnosheniem chastot vrashcheniia rotorov turbiny i kompressora: dis. kand. tekhn. nauk [Selection of parameters and justification of the design scheme of a small-sized gas turbine unit with an independent ratio of the rotation frequencies of the turbine and compressor rotors. Cand. phys. and math. sci. diss.], St. Petersburg, 2017.

[14] **A.I. Belousov, A.I. Ivanov,** Raschet osevykh sil, deistvuiushchikh v turbomashinakh [Calculation of axial forces acting in turbomachines], KuAI, Kuibyshev, 1981.

#### **INFORMATION ABOUT AUTHORS**

**Bowen GONG** – *Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University.* E-mail: outbowenlook@outlook.com ORCID: https://orcid.org/0000-0001-9818-7165

Nikita S. IZBIAKOV – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. E-mail: nik.izbyakov@mail.ru ORCID: https://orcid.org/0009-0000-3053-5629

Victor V. BARSKOV – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. E-mail: barskov\_vv@spbstu.ru ORCID: https://orcid.org/0000-0001-6914-8212

Lun HUA – Suzhou Automotive Research Institute, Tsinghua University (TSARI). E-mail: hualun@tsari.tsinghua.edu.cn ORCID: https://orcid.org/0009-0008-6014-4942

Victor A. RASSOKHIN – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University. E-mail: rassohin\_va@spbstu.ru ORCID: https://orcid.org/0000-0003-4609-4252

Поступила: 05.08.2024; Одобрена: 16.09.2024; Принята: 24.09.2024. Submitted: 05.08.2024; Approved: 16.09.2024; Accepted: 24.09.2024.