

ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ

ПРИМЕНЕНИЕ ДИОКСИДА УГЛЕРОДА В КАЧЕСТВЕ РАБОЧЕГО ТЕЛА
ДЛЯ ОДНОСТУПЕНЧАТОЙ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ¹

© 2025 г. Гун Бовэнь^а, Хуа Лунь^б, Сюй Хуэйшэн^б, Афзал Умар^б, М. А. Лаптев^а,
В. В. Барсков^а, В. А. Рассохин^а, А. Г. Пулин^а, *

^аВысшая школа энергетического машиностроения Института энергетики Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Политехническая ул., д. 29, Санкт-Петербург, 195251 Россия

^бНаучно-исследовательский институт автомобильной промышленности Университета Цинхуа (TSARI), район Уцзян, Дорога Ляньян, 139, Сучжоу, провинция Цзянсу, 215200 Китай

*e-mail: pulin.anton.g@gmail.com

Поступила в редакцию 31.07.2024 г.

После доработки 02.10.2024 г.

Принята к публикации 30.10.2024 г.

Статья посвящена использованию сверхкритического диоксида углерода ($s\text{CO}_2$) в качестве рабочего тела в турбинной ступени, состоящей из соплового аппарата и радиально-осевого рабочего колеса. Проводится сравнительный анализ работы существующей турбины на продуктах сгорания природного газа и сверхкритическом диоксиде углерода. Результаты численного моделирования показывают, что применение сверхкритического диоксида углерода позволяет увеличить мощность турбины до 14.3 МВт. Это более чем в 30 раз превышает мощность той же турбины, работающей на продуктах сгорания природного газа. Такой значительный прирост мощности достигается без изменения строения турбинной ступени, что свидетельствует о возможности модернизации имеющихся установок без существенных конструктивных изменений. Коэффициент полезного действия турбинной ступени при работе на сверхкритическом диоксиде углерода составил 0.87, при работе на продуктах сгорания природного газа – 0.88. Несмотря на незначительное снижение коэффициента полезного действия, общее повышение мощности делает использование $s\text{CO}_2$ экономически оправданным. На основании полученных данных сделан вывод о рациональности применения существующих турбинных ступеней для работы на сверхкритическом диоксиде углерода. Это открывает перспективы в повышении эффективности энергетических систем без разработки новых типов турбин, снижении капитальных затрат, ускорении внедрения новых технологий. Переход на сверхкритический диоксид углерода в качестве рабочего тела может значительно повысить производительность турбинных установок при сохранении высоких показателей эффективности и минимальных изменений в конструкции оборудования.

Ключевые слова: энергетика, углекислый газ, распределенная генерация, численное моделирование, радиально-осевая турбина, турбомшины, газодинамический расчет, сравнительный анализ

DOI: 10.56304/S0040363624700711

Автономные газотурбинные электростанции незаменимы в изолированных районах без традиционных линий электропередачи и в качестве аварийных источников питания для предприятий. Применение таких автономных установок возможно, когда подключение к ближайшей линии электропередачи нецелесообразно или слишком дорого. В настоящее время в отдаленных регионах широко используются дизельные генераторы. Однако они менее эффективны по сравнению с газотурбинными электростанциями аналогичной мощности [1–4].

В США, Китае и европейских странах автономные распределенные электростанции довольно широко распространены. В России в настоящее время они используются как дизельные электрогенераторы, для замены которых разрабатываются отечественные аналоги на основе зарубежных моделей. Например, сотрудники Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого и НТЦ “Микротурбинные технологии” создали прототип газотурбинной автономной электростанции мощностью 100 кВт с радиально-осевой турбиной для энергоснабжения коттеджного городка [5–7]. На рис. 1 показан продольный разрез этой установки.

Опытные испытания показали, что электрический КПД установки составляет 32%, что свиде-

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке Российского научного фонда (проект № 23-29-00968). <https://rscf.ru/project/23-29-00968/>

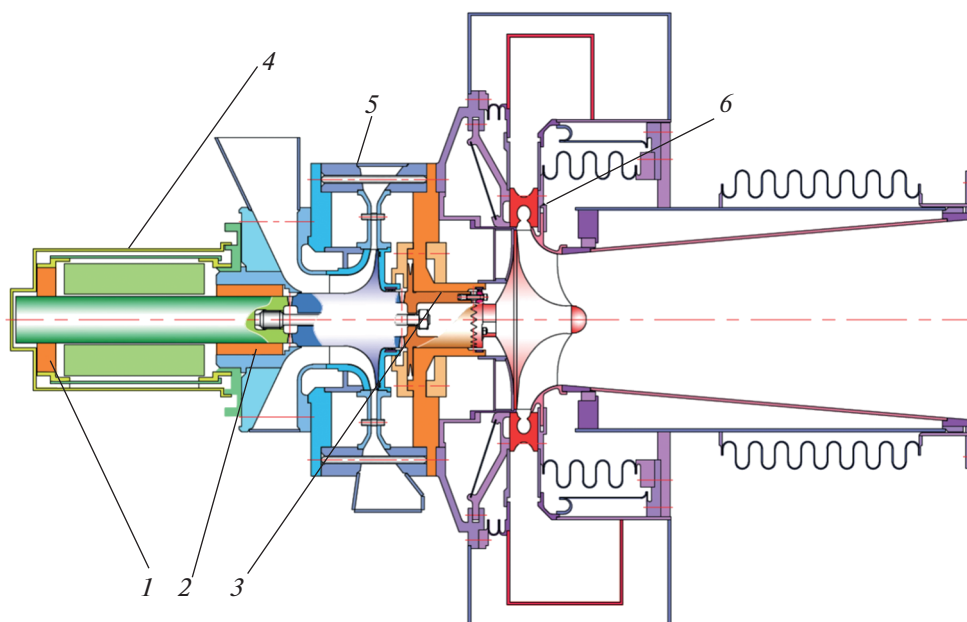


Рис. 1. Продольный разрез турбинной установки мощностью 100 кВт.

1, 2 – опорные газодинамические подшипники; 3 – опорно-упорный газодинамический подшипник; 4 – электрогенератор; 5 – центробежный компрессор; 6 – центростремительная турбина

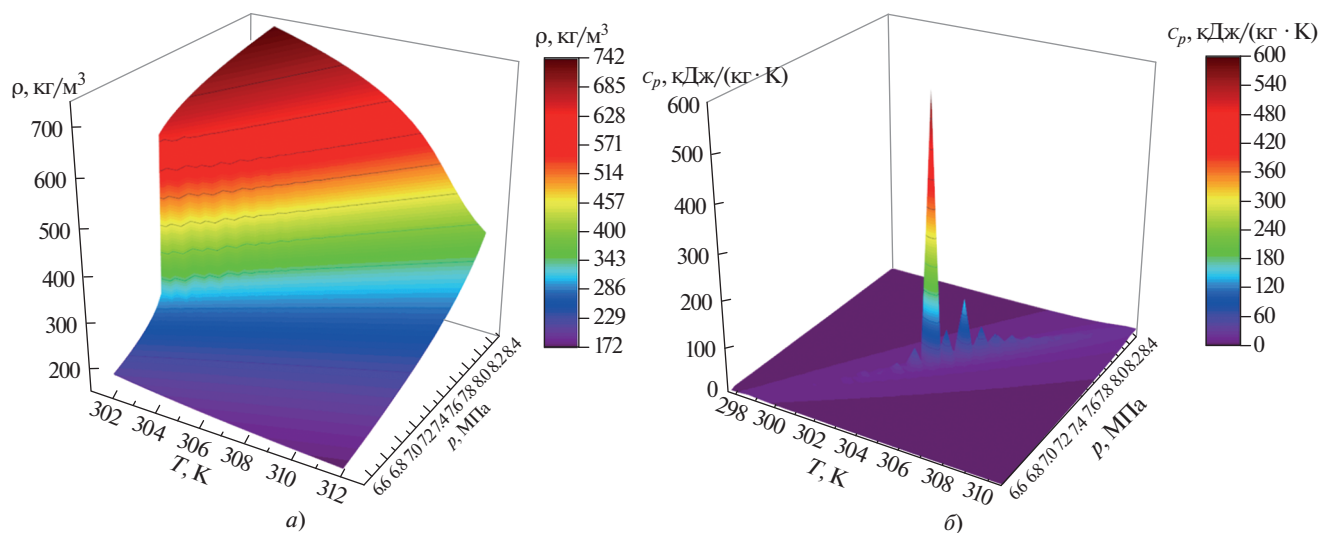


Рис. 2. Зависимости плотности ρ (а) и удельной теплоемкости c_p (б) диоксида углерода от температуры T и давления p

тельствует о ее конкурентоспособности с такими мировыми аналогами, как Capstone и Elliott. Один из способов повысить мощность турбинной установки – использовать диоксид углерода сверхкритических параметров (сверхкритический диоксид углерода) $s\text{CO}_2$. При этом значительно повышаются эффективность и мощность турбомашин, работающих на $s\text{CO}_2$, благодаря его уникальным свойствам [8–13]. Зависимости плотности и удельной теплоемкости диоксида углерода от температуры и давления представлены на рис. 2.

Сверхкритический диоксид углерода обладает следующими свойствами:

- высокой эффективностью преобразования энергии вследствие своей низкой вязкости;
- стабильностью, невзрывоопасностью и простотой в обращении.

Он имеет также ряд преимуществ:

- $s\text{CO}_2$ можно получать при реализации различных промышленных процессов;

- находится в сверхкритическом состоянии, при котором повышаются эксплуатационная гибкость и эффективность турбины;

Таблица 1. Характеристики турбин, работающих в цикле Брайтона с sCO_2

Параметр	Мощность, МВт			
	0.3–1.0	1.0–10.0	10.0–100.0	100.0–300.0
Частота вращения ротора, $мин^{-1}$	75000	30000	10000	3600
Диаметр рабочего колеса, см	5	14	40	120
Тип турбины	Радиальная одноступенчатая	Радиальная	Радиальная многоступенчатая Осевая одноступенчатая	Осевая многоступенчатая

турбомашин, в которых используется sCO_2 , более компактны по сравнению с другими установками;

цикл Брайтона при использовании sCO_2 может быть интегрирован с различными источниками тепловой энергии.

В энергетическом цикле турбина оказывает значительное влияние на общую эффективность системы. По заключениям американских ученых, у турбинных установок, работающих в цикле Брайтона с sCO_2 , могут быть различные мощность, частота вращения ротора и размеры в зависимости от типа турбины [14] (табл. 1).

Радиально-осевые турбины имеют существенные преимущества перед осевыми турбинами [15–17]:

высокий коэффициент расширения и большая разность энтальпий;

высокая эффективность, которая сохраняется при низких расходах;

эргономичное и экономичное производство.



Рис. 3. Рабочее колесо турбины МТГ-100

Разработка и испытания радиально-осевых турбин приобретают решающее значение для развития отечественных автономных электростанций.

В настоящей работе проводится сравнительный анализ изменения характеристик радиально-осевой турбины МТГ-100 при применении sCO_2 в качестве рабочего тела без перепроектирования ее с использованием теории подобия и численного моделирования [18]. Испытания данной установки в НТЦ “Микротурбинные технологии” в 2011 г. показали, что ее характеристики сопоставимы с таковыми современных аналогов.

На рис. 3 приведен фотоснимок рабочего колеса радиально-осевой турбины МТГ-100, а далее – его основные размеры:

- Диаметр, м..... 0.191
- Высота лопатки, м..... 0.0152
- Угол, град:

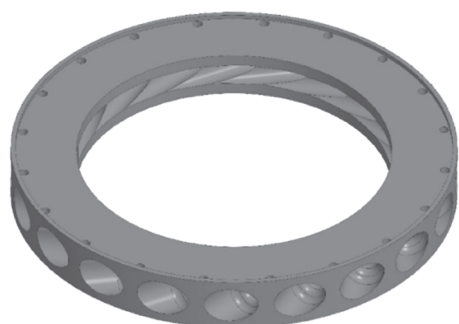
 - выхода потока из соплового аппарата 14
 - входа потока в рабочее колесо..... 100.8

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ТУРБИНОЙ СТУПЕНИ

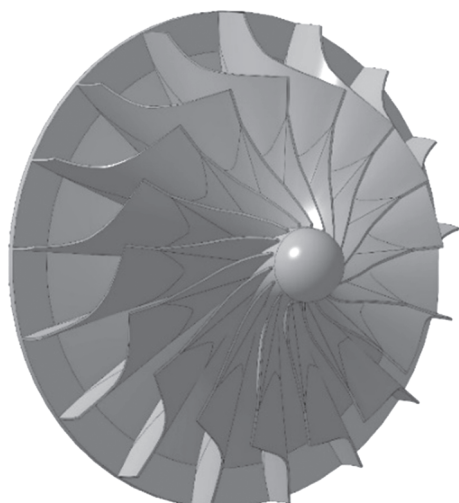
Исследование работы турбинной ступени с двумя различными рабочими телами (продуктами сгорания природного газа и sCO_2) было выполнено с помощью программного обеспечения ANSYS 2019 R2. Основные результаты исследования включают в себя оценку эффективности турбины при сопоставлении результатов ее работы на продуктах сгорания природного газа и sCO_2 [19].

Расчет турбины с помощью численного моделирования включает в себя следующие этапы:

создание детального чертежа турбины, в том числе лопатки и корпуса;



а)



б)

Рис. 4. Геометрические модели соплового аппарата (а) и рабочего колеса (б)

разработка сетки с ячеистой структурой вокруг геометрической модели (сетка делит расчетную область на более мелкие ячейки для решения уравнений течения жидкости);

определение граничных и начальных условий и любых физических параметров для моделирования;

моделирование протекания потока рабочего тела через турбину, обычно на основе уравнений Навье – Стокса и дополнительных уравнений для расчета турбулентности и теплопередачи;

использование методов постобработки для получения таких данных, как распределение давления, профили скорости и градиенты температуры.

Анализ этих данных позволяет определить функционирование и мощность турбины в моделированных условиях.

Вначале сопловой аппарат и рабочее колесо турбины проектируются с помощью одномерных газодинамических расчетов для определения основных характеристик и размеров. Затем создаются трехмерные модели для их исследования и

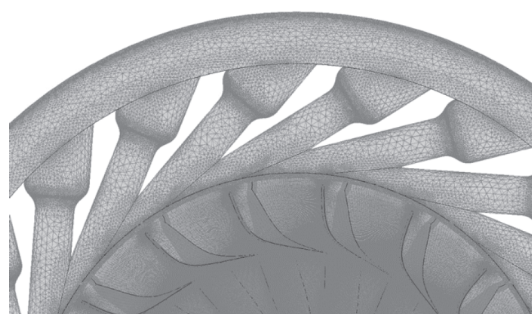


Рис. 5. Конечно-объемная расчетная сетка рабочего колеса турбины

совершенствования. На рис. 4 представлены геометрические модели соплового аппарата и рабочего колеса.

Инструменты трехмерного газодинамического моделирования используются для оценки рабочих характеристик, динамики потока и работоспособности конструкции до начала производства и испытаний. После построения геометрических моделей были сгенерированы сеточные модели в пакете TurboGrid, с помощью которого можно в автоматическом режиме создавать расчетный домен, а также формировать сеточную модель для турбинных ступеней. Размер ячеек сетки подбирался таким образом, чтобы обеспечить сеточную независимость. Вблизи стенок был создан пристеночный ламинарный слой для повышения точности расчета. Пристенный параметр y^+ подбирали с помощью настройки, исходя из значений числа Рейнольдса на входе. Пакет TurboGrid автоматически подбирает оптимальное значение y^+ , характерное для данного режима. Общее количество ячеек расчетной сетки составило 12.5 млн. Как показал анализ сеточной независимости, данного числа элементов достаточно для того, чтобы дальнейшее уменьшение размеров ячеек сетки не отражалось на полученных результатах. На рис. 5 показана конечно-объемная расчетная сетка для рабочего колеса турбины.

Следующий этап включал в себя настройку вычислительной модели. Для двух вариантов расчета были поочередно выставлены соответствующие параметры рабочих тел (продуктов сгорания газа и сверхкритического диоксида углерода). В качестве модели турбулентности была выбрана модель $k-\epsilon$, а с помощью уравнения полной энергии (Total Energy) учитывались сжимаемость и неизотермические условия. При настройке расчета между статором и ротором использовали модель взаимодействия Frozen Rotor, так как она подходит для описания асимметричного режима течения в турбине. Таким образом, настройка параметров, в особенности учет изменения пара-

Таблица 2. Исходные данные для расчета турбинной ступени

Параметр	Рабочее тело	
	сверхкритический диоксид углерода	продукты сгорания природного газа
Полное давление на входе, МПа	22.325	0.360
Полная температура на входе, К	823	1173
Давление на выходе, МПа	7.5960	0.0993

метров рабочего тела, обеспечивает более точное отображение физических явлений в турбинном тракте [20].

Далее были заданы граничные условия. В табл. 2 представлены исходные данные для двух рабочих тел. В качестве параметров углекислого газа выбирали сверхкритические параметры, полученные при одномерном расчете. При этом цикл с sCO_2 является замкнутым. Вследствие увеличенного расхода рабочего тела при использовании sCO_2 мощность ожидаемо будет выше, однако в данной постановке задачи основной интерес представляет изменение коэффициента полезного действия турбинной ступени при замене рабочего тела с природного газа на сверхкритический диоксид углерода без перепроектирования оборудования установки.

При вычислительном моделировании обычно применяются уравнения Навье – Стокса, в данном случае они заменяются алгебраическими аналогами и решаются итерационно. Сходимость решения оценивается по следующим двум критериям:

снижению среднеквадратических невязок (ошибок) на два-три порядка относительно первоначального отклонения;

асимптотическому поведению среднеквадратических невязок, что свидетельствует о достижении машинной точности.

На этапе постобработки строили основные контуры распределения давления, температуры и линий тока, определяли КПД и мощность радиально-осевой турбины.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ ТУРБИННОЙ СТУПЕНИ

Течение рабочих тел в сопловом аппарате турбины и межлопаточном канале было продемонстрировано с помощью данных, полученных в результате численного газодинамического моделирования. На рис. 6 представлены эпюры абсолютных скоростей, которые иллюстрируют структуру потоков двух рабочих сред. В визуализированном виде приведены важные данные о мощности и эффективности турбины в различных условиях эксплуатации. При неоптималь-

ном обтекании проточной части в ней происходят срывы потока и ударные натекания потока, приводящие к образованию вихревых структур, которые снижают эффективность турбинной ступени.

Поскольку турбинная ступень была изначально разработана под работу с продуктами сгорания газа при определенных параметрах, то структура их потока имеет гораздо меньше линий обратных токов (вихревых зон) в сравнении со структурой потока углекислого газа.

На рис. 6 видны две вихревые зоны, более ярко выраженные при использовании сверхкритического диоксида углерода:

вход в сопловой аппарат – вихревые структуры наблюдаются на входе в сопло, они постепенно рассеиваются по мере движения рабочего тела по сужающемуся каналу, что связано с неоптимальным углом входа;

межлопаточные каналы рабочего колеса – в них возникает еще одна вихревая область, структура потока нарушается вследствие неожиданно-го расширения при переходе от сопла к лопаткам.

Более подробно структуры потока рассмотрены на рис. 7. Хорошо видно, что при использовании диоксида углерода натекание потока является ударным, в связи с чем образуется зона отрыва со стороны спинки, которая понижает эффективность ступени.

На рис. 8 показаны распределения давления и температуры с подробным описанием пространственных вариаций и градиентов в системе турбины. Особое внимание следует уделить зоне перед рабочим колесом, где резкое расширение потока на выходе из направляющего аппарата нарушает его структуру. В межлопаточных каналах образуется вихрь вследствие разности давлений между кромками профиля. Вихри также возникают в корневой и периферийной зонах лопаток, которые не перекрывают выходное сечение сопла. На температурных диаграммах показано изменение температуры рабочего тела в результате расширения в рабочем колесе.

ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РАСЧЕТОВ

Анализируя эпюры линий тока, можно сделать вывод, что при использовании сверхкритическо-

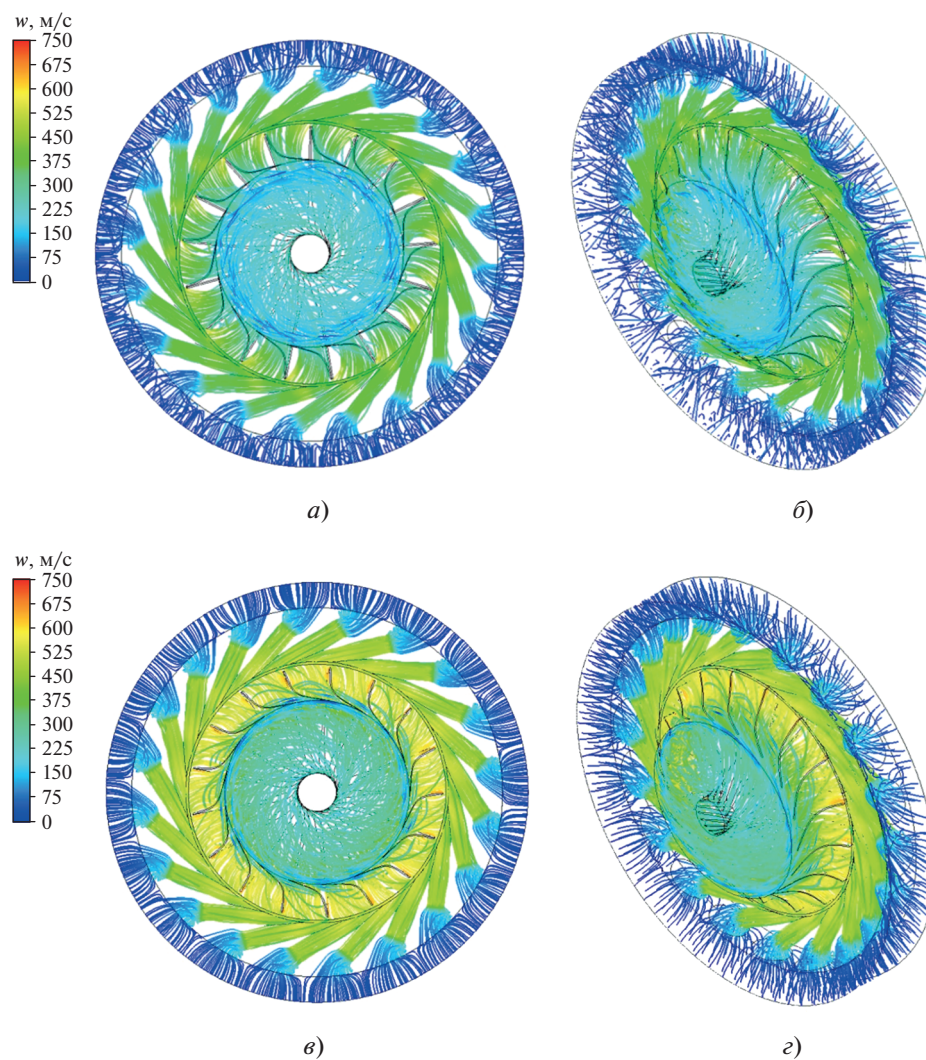


Рис. 6. Эпюры абсолютной скорости w и структуры потоков сверхкритического диоксида углерода ($a, б$) и продуктов сгорания природного газа ($в, г$)



Рис. 7. Структура потока sCO_2 (a) и продуктов сгорания природного газа ($б$) вблизи входных кромок рабочих лопаток

го диоксида углерода образуются вихри, на поддержание которых затрачивается энергия потока, что вызывает снижение эффективности работы

турбинной ступени. Расчеты КПД турбины выполняли исходя из данных, полученных при газодинамическом моделировании.

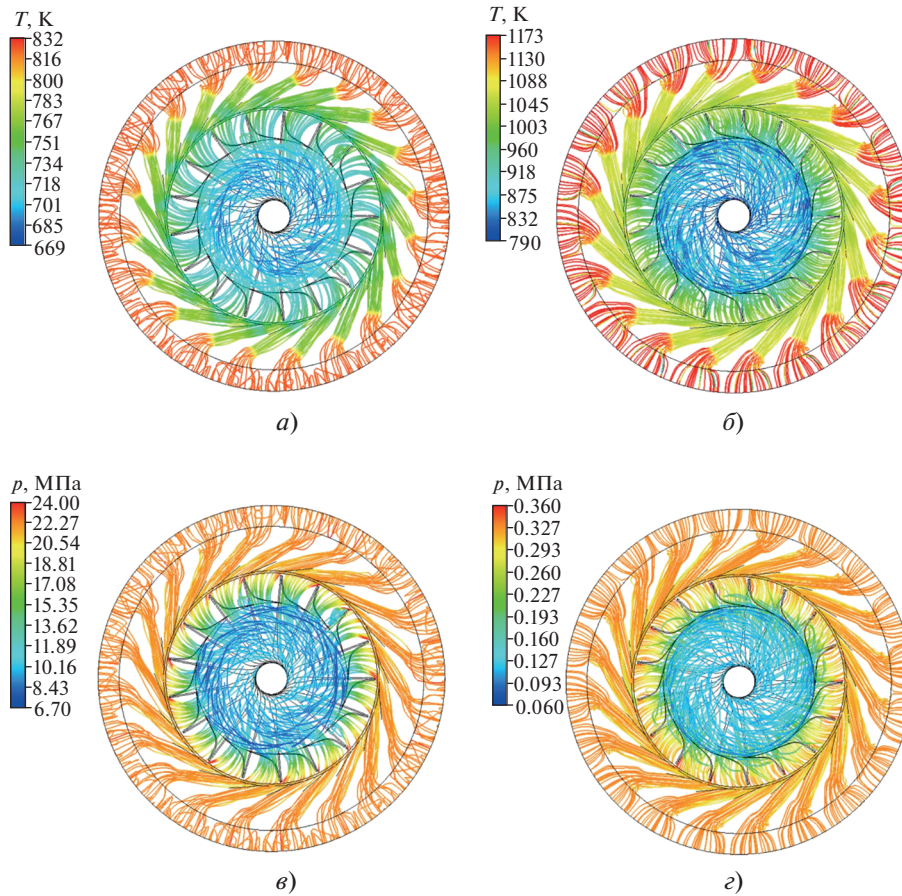


Рис. 8. Эпюры распределения температуры T (а, б) и полного давления p (в, г) в потоках сверхкритического диоксида углерода (а, в) и продуктов сгорания природного газа (б, г)

Мощность рабочего колеса вычисляли по формуле [7]:

$$N = M_{к.м} n \omega, \quad (1)$$

где $M_{к.м}$ – крутящий момент; n – количество лопаток; ω – частота вращения ротора турбины.

Коэффициент полезного действия турбины рассчитывали по формуле

$$\eta_t = \frac{H_e}{H_0}, \quad (2)$$

где H_e , H_0 – эффективная и изоэнтروпийная работа.

Для определения H_0 углекислого газа была использована программа REFPROP, которая позво-

ляет вычислять параметры различных физических сред.

Результаты, приведенные в табл. 3, свидетельствуют о том, что, хотя КПД турбины, работающей на диоксиде углерода, ниже, чем при использовании продуктов сгорания природного газа, он остается высоким и изменяется всего на 1%.

Исследования показывают, что при применении альтернативных рабочих тел, в частности сверхкритического диоксида углерода, можно значительно увеличить выработку электрической энергии при сохранении КПД турбины без ее конструктивных изменений.

Эффективность турбины может быть дополнительно повышена благодаря совершенствованию

Таблица 3. Результаты расчета турбиной ступени

Параметр	Рабочее тело	
	сверхкритический диоксид углерода	продукты сгорания природного газа
Мощность, МВт	14.3	0.469
КПД	0.87	0.88

конструкции сопла, точной настройке осевого зазора для минимизации окружной и радиальной неравномерностей параметров на входе в рабочее колесо, а также небольшим изменениям профилирования рабочего колеса для оптимального натекания потока.

Однако важно отметить, что при работе на сверхкритическом диоксиде углерода снижаются прочность и надежность компонентов газовой турбины. В первую очередь это связано с увеличением аэродинамических сил, действующих на поверхности лопаток. Поэтому для поддержания работоспособности турбины необходимо особое внимание уделять долговечности и прочности ее деталей. При изменениях рабочего тела стоит также учитывать соответствие материала воздействию на ступень напряжениям, возникающим при больших нагрузках.

ВЫВОДЫ

1. При использовании сверхкритического диоксида углерода в качестве рабочего тела повышается мощность турбинной ступени и увеличивается выработка электроэнергии при незначительном снижении ее КПД. При замене рабочего тела на сверхкритический диоксид углерода необходимо учитывать, что материал, использованный для изготовления оригинальной турбинной ступени, может не соответствовать по коэффициенту запаса прочности тем напряжениям, которые возникают при работе с $s\text{CO}_2$.

2. Исследования, направленные на повышение эффективности турбинной ступени, работающей на сверхкритическом диоксиде углерода, могут включать в себя оптимизацию осевого зазора и геометрических параметров сопловых каналов и рабочего колеса. При тонкой настройке этих параметров можно повысить мощность турбины и одновременно уменьшить потенциальные проблемы, связанные с образованием вихрей. Однако с учетом того, что потери в эффективности без оптимизации геометрических параметров составляют около 1%, возникает вопрос, рационально ли проводить такие изменения, поскольку перепроектирование турбинной ступени является весьма трудозатратным и ресурсоемким процессом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Arsalis A., Alexandrou A.N., Georgiou G.E.** Thermoeconomic modeling of a small-scale gas turbine-photovoltaic-electrolyzer combined-cooling-heating-and-power system for distributed energy applications // *J. Clean Prod.* 2018. V. 188. P. 443–455. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2018.04.001>
2. **Aydm S.** Comprehensive analysis of combustion, performance and emissions of power generator diesel engine fueled with different source of biodiesel blends //

Energy. 2020. V. 205. P. 118074.

<https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118074>

3. **Li J., Li Y.** Micro gas turbine: Developments, applications, and key technologies on components // *Propul. Power Res.* 2023. V. 12. Is. 1. P. 1–43. <https://doi.org/10.1016/j.jprr.2023.01.002>
4. **Energy,** exergy, exergoeconomic and environmental (4E) analysis of a distributed generation solar-assisted CCHP (combined cooling, heating and power) gas turbine system / J. Wang, Z. Lu, M. Li, N. Lior, W. Li // *Energy.* 2019. V. 175. P. 1246–1258. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.03.147>
5. **Беседин С.Н.** Автономные газотурбинные установки малой мощности // *Науч.-техн. ведомости Санкт-Петербург. гос. политехн. ун-та.* 2009. Т. 4. № 1. С. 153–166.
6. **Беседин С.Н., Окунев Е.И., Рассохин В.А.** Микро-турбинный генератор электрической мощностью 100 кВт (МТГ-100) // *Глобальная энергия.* 2010. Т. 3. С. 57–61.
7. **Экспериментальный** стенд и методика исследования турбомашин газотурбинных установок малой мощности / С.Н. Беседин, В.А. Рассохин, Г.Л. Раков, Т.А. Фокин // *Изв. Самар. науч. центра РАН.* 2010. Т. 12. № 1 (2). С. 284–289.
8. **Abdelghafar M.M., Hassan M.A., Kayed H.** Comprehensive analysis of combined power cycles driven by $s\text{CO}_2$ -based concentrated solar power: Energy, exergy, and exergoeconomic perspectives // *Energy Convers. Manage.* 2024. V. 301. P. 1–23. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2023.118046>
9. **Dynamic** performance of supercritical CO_2 Brayton cycle and its relationship to the correction of turbomachinery performance maps: A comparative analysis / T. Alsawy, R.H. Mohammed, O. Mesalhy, M.L. El-sayed // *Appl. Therm. Eng.* 2024. V. 242. P. 1–21. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.122364>
10. **Принципы** создания турбоустановок малой и средней мощности, работающих на сверхкритическом диоксиде углерода / Б. Гун, В.А. Рассохин, В.В. Барсков, М.А. Лаптев, Л.О. Вокин, С.Н. Беседин, Н.Н. Кортиков, А.И. Рыбников // *Газовая пром-сть.* 2023. Т. 11. С. 42–52.
11. **Liu Y., Wang Y., Huang D.** Supercritical CO_2 Brayton cycle: A state-of-the-art review // *Energy.* 2019. V. 189. P. 1–24. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.115900>
12. **Penkuhn M., Tsatsaronis G.** Systematic evaluation of efficiency improvement options for $s\text{CO}_2$ Brayton cycles // *Energy.* 2020. V. 210. P. 1–11. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.118476>
13. **Recent** trends of supercritical CO_2 Brayton cycle: Bibliometric analysis and research review / A. Yu, W. Su, X. Lin, N. Zhou // *Nucl. Eng. Technol.* 2021. V. 53. Is. 3. P. 699–714. <https://doi.org/10.1016/j.net.2020.08.005>
14. **Scaling** considerations for a multi-megawatt class supercritical CO_2 brayton cycle and commercialization / J.J. Pasch, T.M. Conboy, G.E. Rochau, T.V. Holschuh // *Sandia Natl. Lab. [Tech. Rep.] SAND.* 2013. <https://doi.org/10.2172/1111079>

15. **Supercritical** carbon dioxide turbine design and arrangement optimization / Z. Li, W. Bian, L. Jiang, C. Liu, J. Shi, N. Hao // *Front. Energy Res.* 2022. V. 10. <https://doi.org/10.3389/fenrg.2022.922542>
16. **The design** and analysis of supercritical carbon dioxide centrifugal turbine / D. Luo, Y. Liu, X. Sun, D. Huang // *Appl. Therm. Eng.* 2017. V. 127. P. 527–535. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.08.039>
17. **Aerodynamic** design and numerical analysis of a radial inflow turbine for the supercritical carbon dioxide Brayton cycle / A. Zhou, J. Song, X. Li, X. Ren, C. Gu // *Appl. Therm. Eng.* 2018. V. 132. P. 245–255. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.12.106>
18. **Создание** высокоэффективных микротурбин с независимыми частотами вращения компрессора и турбины / С.Н. Беседин, В.В. Барсков, В.А. Рассохин, А.В. Осипов // *Вестник Брянск. гос. техн. ун-та.* 2015. Т. 2015. № 3. С. 6–14.
19. **Свобода Д.Г., Жарковский А.А., Иванов Е.А.** Гидродинамическое моделирование течений в проточной части лопастных насосов с использованием программного пакета ANSYS Fluent: учеб. пособие. СПб.: Политех-пресс, 2022.
20. **Батурич О.В., Батурич Н.В., Матвеев В.Н.** Расчет течений жидкостей и газов с помощью универсального программного комплекса Fluent. Самара: Самар. гос. аэрокосм. ун-т, 2009.

The Use of Carbon Dioxide as Working Fluid for a Single-Stage Mixed-Flow Turbine

Gong Bowen^a, Hua Lun^b, Xu Guisheng^b, Afzal Umar^b, M. A. Laptev^a,
V. V. Barskov^a, V. A. Rassokhin^a, and A. G. Pulin^{a,*}

^a Higher School of Power Engineering, Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, St. Petersburg, 195251 Russia

^b Suzhou Automobile Research Institute Tsinghua University (TSARI), Suzhou, Jiangsu Province, 215200 China

*e-mail: pulin.anton.g@gmail.com

Abstract—The article considers the use of supercritical carbon dioxide (sCO₂) as working fluid in the turbine stage consisting of a vane row and a mixed-flow blade row. The operation of the existing turbine on natural gas combustion products and on supercritical carbon dioxide is analyzed by way of comparison. The numerical simulation results show that the use of supercritical carbon dioxide makes it possible to increase the turbine power output to 14.3 MW. This is more than a factor of 30 higher than the power output of the same turbine operating on natural gas combustion products. Such a significant increase of power output is achieved without changing the turbine stage design, which points to the possibility of modernizing the existing units without the need to make essential changes of the design. The turbine stage efficiency during its operation on supercritical carbon dioxide was estimated at 0.87, and that during operation on natural gas combustion products was 0.88. Despite an insignificant drop of the efficiency, the total increase of the power output results in that the use of sCO₂ is economically feasible. Based on the data obtained, a conclusion has been drawn that it is advisable to use the existing turbine stages for operation on supercritical carbon dioxide. This opens the prospects in achieving more efficient operation of power systems without the need to develop new types of turbines, decreasing capital outlays, and more rapidly introducing new technologies. The transition for using supercritical carbon dioxide as working fluid can result in obtaining a significantly higher output of turbine units while retaining high efficiency indicators and making minor changes in the equipment design.

Keywords: power industry, carbon dioxide, distributed generation, numerical simulation, mixed-flow turbine, turbine machinery, gas dynamic calculation, comparative analysis