

# Энергетика и электротехника

УДК 621.412

## Аналитическое исследование тепловых схем утилизационных паро- и газотурбинных установок, применяемых для достижения углеродной нейтральности\*

Бовэнь Гун, Н.С. Избяков, В.В. Барсков, В.А. Рассохин

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

## Analytical analysis of thermal schemes of waste steam and gas turbine plants, used to achieve carbon neutrality

Bowen Gong, N.S. Izbiakov, V.V. Barskov, V.A. Rassokhin

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

Выбросы парниковых газов представляют серьезную угрозу, вызывая глобальное потепление и загрязнение атмосферы. Существуют такие способы уменьшения воздействия на внешнюю среду, как компенсация выбросов парниковых газов и использование установок по утилизации теплоты. Рассмотрены паротурбинные установки по циклу Ренкина и органическому циклу Ренкина, газотурбинная установка по циклу Брайтона со сверхкритическим диоксидом углерода. Последняя оказалась наиболее эффективным и перспективным вариантом. По результатам исследований установлено, что цикл с рекомпрессией и промежуточным охлаждением обеспечивает наибольший коэффициент полезного действия установки. Отмечена важность экономического аспекта при выборе оптимального решения. Для принятия решения при выборе установки необходимо провести расчет экономической эффективности, стоимости внедрения и операционных расходов.

EDN: RYBCSM, <https://elibrary/rybcsn>

**Ключевые слова:** сверхкритический диоксид углерода, утилизация теплоты, варианты цикла Брайтона, углеродная нейтральность, выработка электрической энергии, турбина

Greenhouse gas emission poses a serious threat, as it causes global warming and air pollution. There are ways to reduce its impact on the environment that include compensation for the greenhouse gas emission and introduction of the heat recovery units. The paper considers steam turbine plants using the Rankine cycle and the organic Rankine cycle, as well as the gas turbine plant using the Brayton cycle with the supercritical carbon dioxide. The lat-

\* Исследование проведено в Федеральном государственном автономном образовательном учреждении Высшего образования «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» при поддержке Российского научного фонда (проект № 23-29-00968).

ter appears to be the most effective and promising option. The research results established that the cycle with recompression and intermediate cooling was providing the plant highest efficiency. Economic aspect importance in selecting an optimal solution was noted. To make a decision in choosing a plant, it is necessary to compute its economic efficiency, implementation cost and operation cost.

EDN: RYBCSM, <https://elibrary/rybcm>

**Keywords:** supercritical carbon dioxide, heat recovery, Brayton cycle options, carbon neutrality, electricity generation, turbine

Спрос на электроэнергию, водоснабжение и отопление постоянно растет [1]. Чтобы удовлетворить потребности, строятся новые станции выработки электроэнергии и тепловые станции, а существующие продолжают работу в штатном режиме. Такая тенденция оставляет след на нашей планете, приводит к росту выбросов углекислого газа ( $\text{CO}_2$ ) от сжигания топлива (рис. 1) [2].

Поэтому во всем мире предприятия стараются сделать производство максимально экологичным [3], чего можно достичь снижением и компенсацией выбросов парниковых газов. Следуя второму решению, появился тренд углеродной нейтральности [4]. Страны и компании по всему миру составляют проекты по компенсации выбросов в атмосферу путем высадки деревьев и разработки технологий улавливания углекислого газа из атмосферы. Большая часть стран планирует достигнуть углеродной нейтральности к 2050 г. [5].

Одним из важных вариантов снижения теплового воздействия на планету является повторное использование отходящей теплоты.

Отходящая теплота — это энергия, которая не используется и рассеивается во внешней среде [6]. Ее классифицируют по температуре следующим образом [7]:

- высокотемпературная ( $T > 400 \text{ }^\circ\text{C}$ ); ее можно использовать в сталелитейной, цементной и топливной промышленности;
- среднетемпературная ( $T = 100...400 \text{ }^\circ\text{C}$ ); пригодна для стекольной, автомобильной, энергетической промышленности;
- низкотемпературная ( $T < 100 \text{ }^\circ\text{C}$ ); эти тепловые отходы можно применять в пищевой, целлюлозно-бумажной, текстильной, нефтехимической промышленности, а также в морских перевозках.

Более 1/3 объема выбрасываемых в атмосферу газов имеют температуру более  $100 \text{ }^\circ\text{C}$  [8]. С помощью теплообменных аппаратов можно забрать некоторое количество теплоты от выходящих газов, тем самым понизив их температуру, и получить теплоту для использования в той или иной области промышленности. Такую технологию называют рекуперацией теплоты [9].

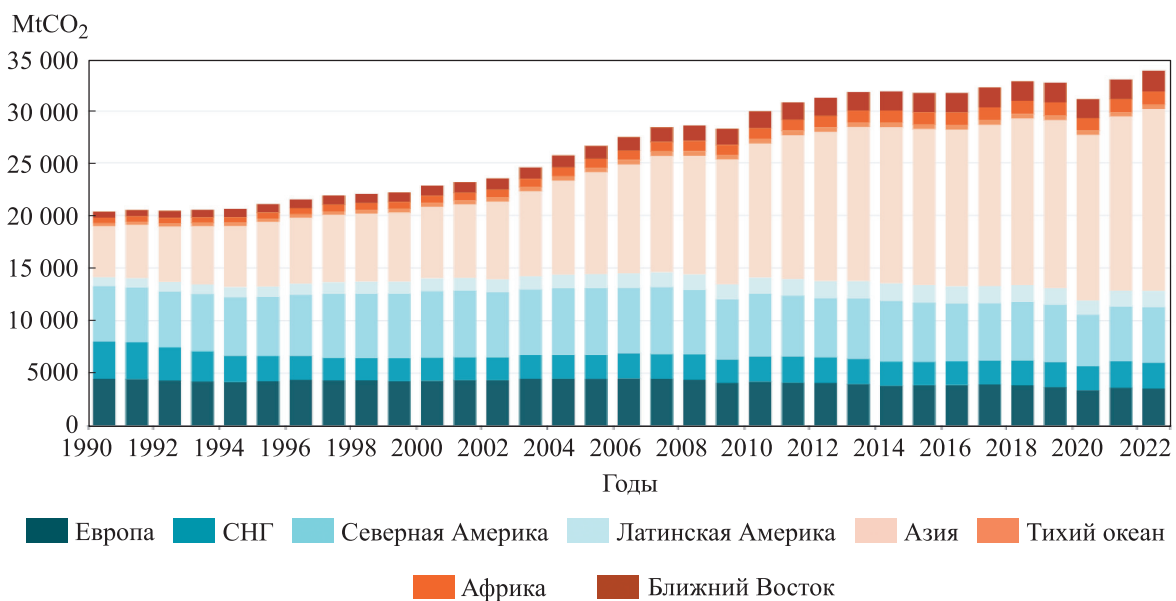


Рис. 1. Распределение выбросов  $\text{CO}_2$  по странам в 1990–2022 гг.

**Принцип и особенности работы утилизационных установок для выработки электрической энергии.** Парогазовая установка (ПГУ) состоит из двух отдельно работающих установок — газотурбинной по циклу Брайтона и паротурбинной по циклу Ренкина (рис. 2, а), соединенных котлом-утилизатором. Благодаря этому устройству снижается температура отработавших газов из цикла Брайтона, и происходит нагревание рабочего тела в цикле Ренкина, а следовательно, выработка дополнительной полезной работы.

Недостатками ПГУ являются высокая стоимость и большие габаритные размеры. Энергетические комплексы дорогие в производстве и обслуживании, а их размеры достигают десятков метров в длину из-за двух отдельно работающих установок.

Паротурбинная установка (ПТУ), работающая по органическому циклу Ренкина (ОЦР), состоит из насоса, испарителя, турбины и конденсатора. Тепловая схема ОЦР приведена на рис. 2, б. Вместо водяного пара использованы низкокипящие органические жидкости. Такие рабочие тела не требуют высоких температур для испарения, поэтому могут использовать низко- и среднетемпературную утилизационную энергию. Разнообразие источников энергии и их температур в зависимости от мощности для органического цикла Ренкина [10] показано на рис. 3.

Газотурбинная установка (ГТУ) работает по циклу Брайтона со сверхкритическим диоксидом углерода ( $s\text{-CO}_2$ ). Ее отличием от других установок является наличие теплообменного аппарата вместо камеры сгорания и охладителя

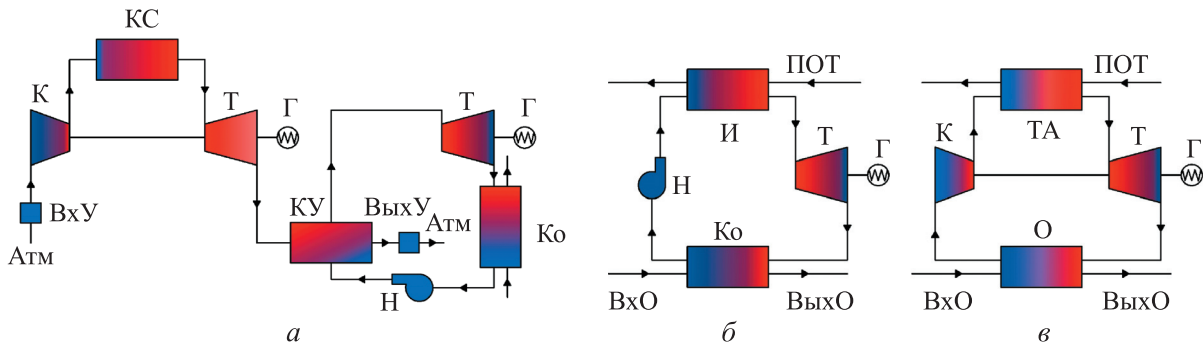


Рис. 2. Тепловые схемы утилизационных установок, работающих по циклу Ренкина (а), органическому циклу Ренкина (б) и замкнутому циклу Брайтона со сверхкритическим диоксидом углерода (в): КС — камера сгорания; К — компрессор; Т — турбина; КУ — котел-утилизатор; ВхУ и ВыхУ — входное и выходное устройство; Атм — атмосфера; Г — генератор; Ко — конденсатор; Н — насос; ПОТ — поток отработанной теплоты; И — испаритель; ВхО и ВыхО — вход и выход охладителя; ТА — теплообменный аппарат; О — охладитель

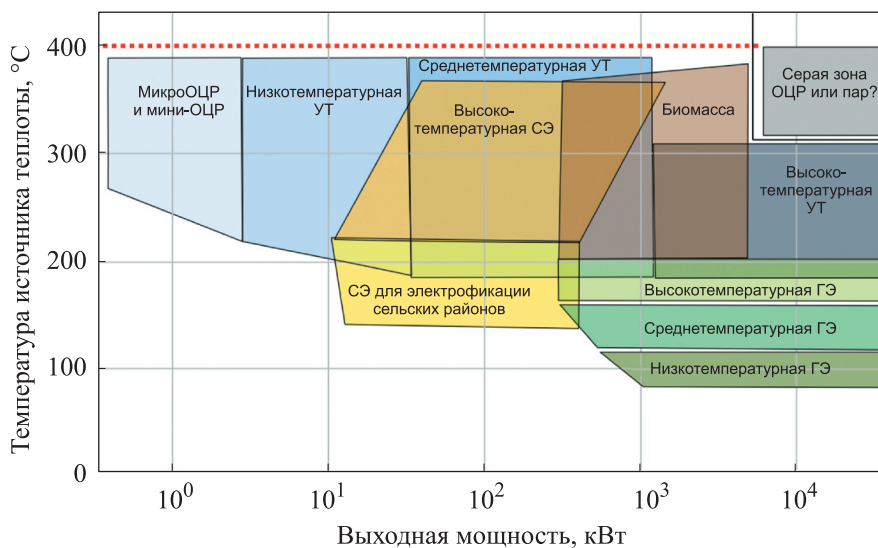


Рис. 3. Зависимость температуры источника теплоты от выходной мощности ПТУ, работающей по органическому циклу Ренкина: ГЭ и СЭ — геотермальная и солнечная энергия; УТ — утилизационная теплота

Таблица 1

## Характеристики утилизационных установок для выработки электрической энергии

Установка	Мощность, МВт	КПД, %	Максимальная температура, °С	Максимальное давление, МПа	Рабочее тело	Страна-производитель
ПГУ [13]	404,0	57,97	1392	16,90*	Воздух, вода-пар	Китай
ПГУ [14]	364,2	55,14	1227	17,12*	»	Нидерланды
ПТУ [15]	7,0	22,00...24,00	310	–	Циклопентан	Франция
ПТУ [16]	5,1	11,96	147	–	R134a	Турция
ГТУ [17]	450,0	51,90	700	25,06	Диоксид углерода	США
ГТУ [18]	100,0	60,00	1077	28,43	»	»
ГТУ [19]	300,0**	42,00	455	25,25	»	Италия
ГТУ [20]	96,0	39,10	470	19,84	»	США
ГТУ [21]	139,9	59,10	556	28,00	»	Южная Корея

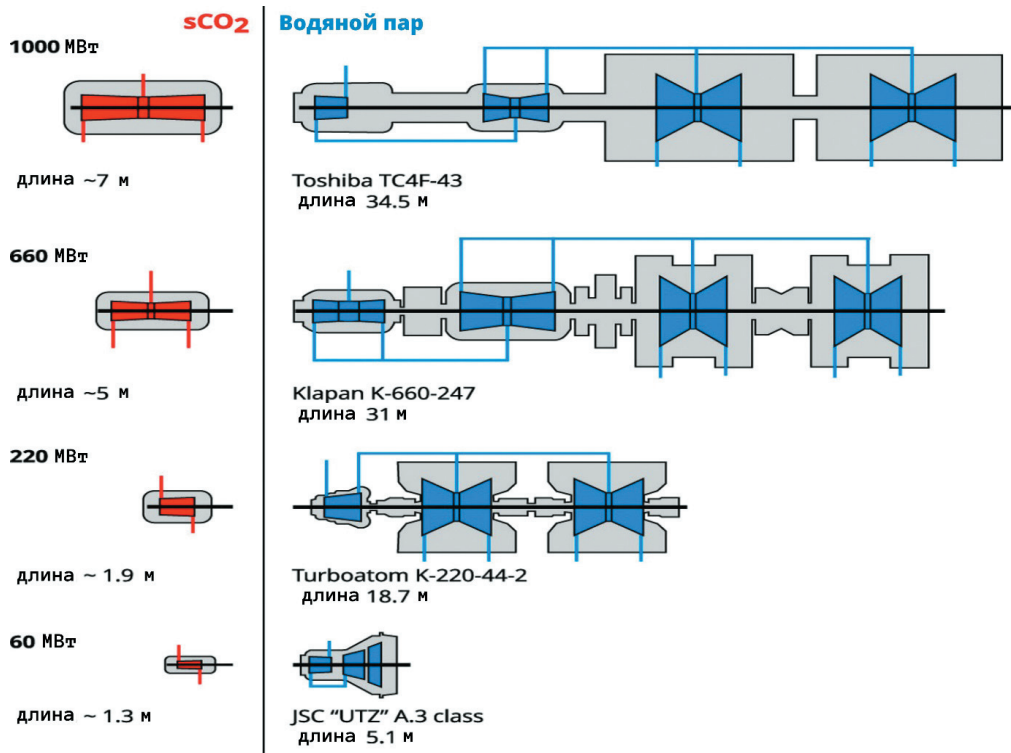
\* Степень сжатия компрессора.  
\*\* Тепловая мощность от ядерного реактора.

после турбины. Тепловая схема такой установки приведена на рис. 2, в.

Цикл Брайтона с  $s\text{-CO}_2$  в качестве рабочего тела может использовать различные источники теплоты. Установка способна работать в более широком диапазоне температур, чем таковая с циклом Ренкина. Низкие критические параметры и особые физические и химические

свойства углекислого газа приводят к уменьшению габаритных размеров турбоустановки [11, 12].

Характеристики различных утилизационных установок для выработки электрической энергии (мощность, коэффициент полезного действия (КПД), максимальные температура и давление, рабочее тело) приведены в табл. 1.

Рис. 4. Схемы турбин одинаковой мощности с  $s\text{-CO}_2$  и водяным паром

Из табл. 1 следует, что ПГУ обладают высокой эффективностью, их мощность достигает сотен мегаватт. Существенный недостаток ПГУ — большие габаритные размеры. Последние в условиях утилизации теплоты — один из важнейших критериев в ограниченных условиях станций и производств.

Утилизационные установки с органическими рабочими телами имеют самую низкую эф-

фективность, вырабатывая небольшое количество полезной мощности (до 10 МВт), и значительные габаритные размеры.

Цикл Брайтона  $s$ -CO<sub>2</sub> показывает большой КПД, который при определенных условиях может превышать эффективность ПГУ. Турбина в цикле Брайтона со сверхкритическим диоксидом углерода по сравнению с паровой турбиной имеет малые габаритные размеры. Раз-

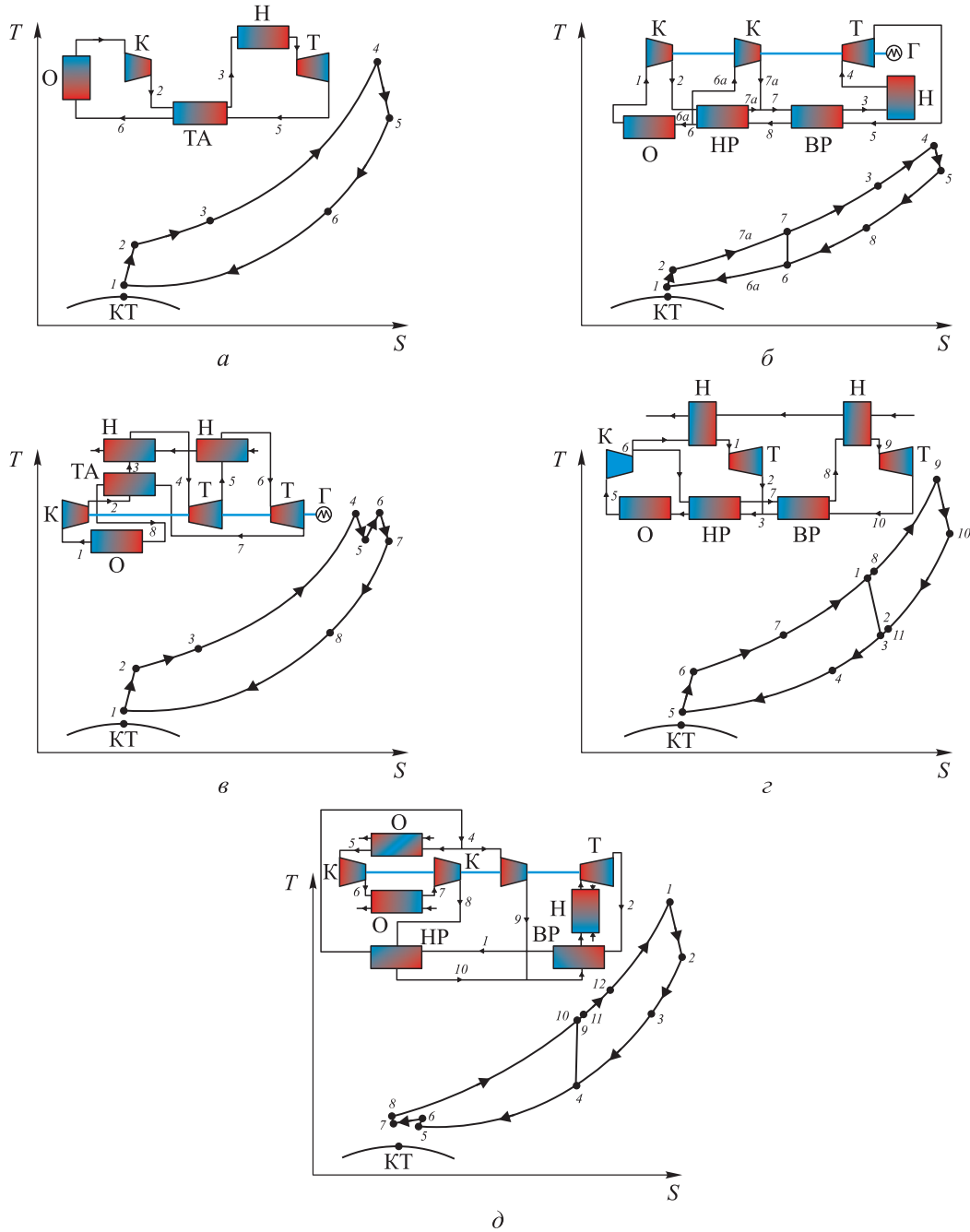


Рис. 5. Конфигурации цикла Брайтона со сверхкритическим диоксидом углерода и  $T$ - $s$  диаграммы:   
 а — простой цикл с рекуперацией; б — цикл с рекомпрессией; в — цикл повторного подвода теплоты;   
 г — цикл с низко- и высокотемпературной турбинами; д — цикл с рекомпрессией и промежуточным охлаждением;   
 ВР и НР — высоко- и низкотемпературный рекуператор; КТ — критическая точка

меры углекислотной и паровой турбин показаны на рис. 4 [22].

**Варианты исполнения цикла Брайтона со сверхкритическим диоксидом углерода для утилизации теплоты.** Существует множество вариантов исполнения цикла Брайтона  $s\text{-CO}_2$ . Некоторые из них применяются в ядерной и солнечной энергетике, другие — для утилизации теплоты отходящих газов. На рис. 5 приведены самые распространенные и изученные тепловые схемы цикла Брайтона  $s\text{-CO}_2$  и диаграммы температура  $T$  — энтропия  $S$ .

**Сравнение циклов Брайтона  $s\text{-CO}_2$ .** Существует много работ по исследованию циклов Брайтона со сверхкритическим диоксидом углерода. Граничные условия на входе в компрессор были приближены к критической точке диоксида углерода (7,38 МПа, 31,1 °С), чтобы достигнуть наиболее высокого КПД [23].

Ученые сравнили циклы с простой рекуперацией (рис. 5, а), рекомпрессией (рис. 5, б) и повторным подводом теплоты (рис. 5, в) при следующих параметрах рабочего тела: температура на входе в компрессор — 32 °С, давление — 7,5 МПа, давление на выходе — 25 МПа, температура на входе в турбину — 500 °С [24]. Цикл с рекомпрессией показал наибольшую эффективность (КПД более 40 %). Простой цикл с рекуперацией показал наихудший результат.

Исследователи провели сравнение компоновок, кроме цикла с рекомпрессией и промежуточным охлаждением (рис. 5, д) [25]. Давление на входе в компрессор приняли равным 7,6 МПа, температуру — 35 °С, давление на выходе — 20 МПа, температуру на входе в турбину — до 550 °С.

Анализ графической зависимости КПД от температуры на входе в турбину до 400 °С выявил, что наилучшую эффективность имеет цикл с низко- и высокотемпературными турбинами, а наихудшую — цикл с рекомпрессией. В диапазоне температуры 400...500 °С наибольшим КПД обладает цикл с рекомпрессией.

Следует отметить, что исследование до температуры 550 °С проводилось не для всех циклов. Построена зависимость полезной выходной мощности от температуры на входе в турбину, которая показывает значительное преимущество цикла с низко- и высокотемпературными турбинами.

Исследователи провели сравнение циклов с рекуперацией, рекомпрессией и низко- и высокотемпературными турбинами (рис. 5, з) [26]. Наиболее эффективным оказался цикл с рекуперацией (КПД 38,96 %). Минимальная температура в цикле — 36,85 °С, максимальное давление — 27,6 МПа.

Сравнение цикла с рекомпрессией и цикла с рекомпрессией и промежуточным охлаждением проведено в работе [27]. В качестве граничных условий выбрана температура на входе в компрессор 35 °С, максимальная температура 250...850 °С и максимальное давление 25 МПа. Установка с промежуточным охлаждением показала большую эффективность. Однако разница в значениях КПД между циклами незначительная на протяжении всего исследуемого диапазона максимальной температуры.

Выполнено сравнение циклов с рекомпрессией, повторным подводом теплоты, рекомпрессией и промежуточным охлаждением [28]. Авторы провели оптимизацию параметров и приняли следующие граничные условия: минимальная температура — 31,26 °С, минимальное давле-

Таблица 2

Параметры и граничные условия разных циклов

Номер	Цикл	Минимальное давление, МПа	Минимальная температура, °С	Максимальное давление, МПа	Максимальная температура, °С	КПД, %
1	с рекомпрессией	7,50	32,00	25,0	500	42
2	с низко- и высокотемпературными турбинами	7,60	35,00	20,0	150...400	24...30
3	с рекомпрессией	7,60	35,00	20,0	400...500	24...30
4		8,77	36,85	27,6	376	30,85
5	с рекомпрессией и промежуточным охлаждением	8,10	35,00	25,3	250...850	25...57
6		7,41	31,26	25,0	657...757	50...54

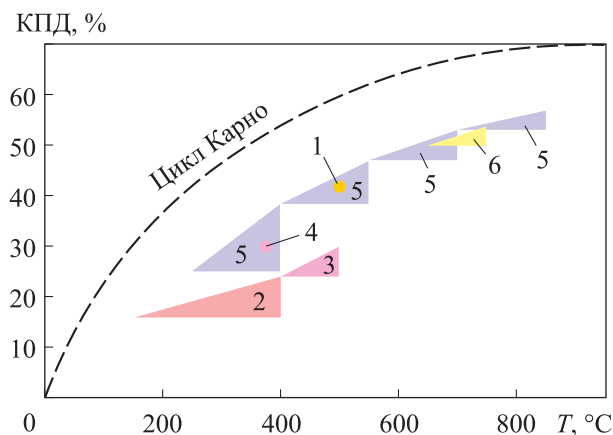


Рис. 6. Зависимость КПД от температуры на входе в турбину для лучших циклов

ние — 7,41...7,51 МПа, максимальное давление — 25 МПа, максимальная температура — до 757°C. Установлено, что наилучшей эффективностью обладает цикл с рекомпрессией и промежуточным охлаждением.

Зависимость КПД от температуры на входе в турбину приведена на рис. 6, где изображены циклы, рассмотренные в работах [24–28] и показавшие наибольшую эффективность. Каждому циклу на графике соответствует номер, для которого написаны название цикла, параметры и граничные условия, указанные в табл. 2.

Как видно из рис. 6, если температура на входе в турбину меньше 250 °C, то КПД установки № 2 наименьшая (до 20 %). Если утилизируемая теплота обеспечивает нагревание рабочего тела в диапазоне 250...400°C, то самым эффективным будет цикл с рекомпрес-

сией и промежуточным охлаждением № 5 (25...35 %).

При температуре 376 °C КПД цикла с рекомпрессией № 4 составил 30 %, что на 4 % меньше, чем у цикла с рекомпрессией и промежуточным охлаждением № 5 при той же температуре.

При температуре 500 °C цикл с рекомпрессией и промежуточным охлаждением № 5 лишь немного превосходит цикл с рекомпрессией № 1, хотя также следует учесть различные граничные условия на входе в компрессор.

При температуре более 500 °C цикл с рекомпрессией и промежуточным охлаждением № 5 является лучшим, его КПД более 42 % и возрастает с увеличением температуры на входе в турбину.

При температуре 657...757 °C цикл № 6 показал большую эффективность (КПД более 50 %), несмотря на одинаковое исполнение установок. Разница объясняется тем, что в цикле № 6 параметры на входе в компрессор меньше, чем в цикле № 5.

## Выводы

1. Энергию от выбрасываемых в атмосферу газов можно эффективно использовать для выработки электроэнергии.

2. По соотношению эффективности и массогабаритных характеристик среди ПГУ, ПТУ и ГТУ наиболее перспективной и эффективной является установка, работающая по циклу Брайтона со сверхкритическим диоксидом углерода с рекомпрессией.

## Литература

- [1] Xu Y., Xue Y., Cai W. et al. Experimental study on performances of flat-plate pulsating heat pipes without and with thermoelectric generators for low-grade waste heat recovery. *Appl. Therm. Eng.*, 2023, vol. 225, art. 120156, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120156>
- [2] Выбросы CO<sub>2</sub> от сжигания топлива. *energystats.enerdata.net: веб-сайт*. URL: <https://energystats.enerdata.net/co2/emissions-co2-data-from-fuel-combustion.html> (дата обращения: 17.09.2023).
- [3] Ravi R., Pachamuthu S., Kasinathan P. Computational and experimental investigation on effective utilization of waste heat from diesel engine exhaust using a fin protracted heat exchanger. *Energy*, 2020, vol. 200, art. 117489, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117489>
- [4] Что такое углеродная нейтральность? Мир может прийти к ней? *sberegiplanetu.ru: веб-сайт*. URL: <https://sberegiplanetu.ru/publications/chto-takoe-uglerodnaia-neitralnost-mir-mozhet-priiti-k-nei> (дата обращения: 17.09.2023).
- [5] Меры по борьбе с изменением климата. *un.org: веб-сайт*. URL: <https://www.un.org/ru/climatechange/paris-agreement> (дата обращения: 06.11.2023).

- [6] Jouhara H., Khordehghah N., Almahmoud S. et al. Waste heat recovery technologies and applications. *Therm. Sci. Eng. Prog.*, 2018, vol. 6, pp. 268–289, doi: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.04.017>
- [7] Inayat A. Current progress of process integration for waste heat recovery in steel and iron industries. *Fuel*, 2023, vol. 338, art. 127237, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.127237>
- [8] Casi Á., Araiz M., Catalán L. et al. Thermoelectric heat recovery in a real industry: from laboratory optimization to reality. *Appl. Therm. Eng.*, 2021, vol. 184, art. 116275, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116275>
- [9] Pashchenko D. Performance evaluation of a combined power generation system integrated with thermochemical exhaust heat recuperation based on steam methane reforming. *Int. J. Hydrogen Energy*, 2023, vol. 48, no. 15, pp. 5823–5835, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.11.186>
- [10] Macchi E. Theoretical basis of the Organic Rankine Cycle. In: *Organic Rankine Cycle (ORC) power systems*. Woodhead, 2017, pp. 3–24, doi: <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100510-1.00001-6>
- [11] Dostal V., Hejzlar P., Driscoll M.J. High-performance supercritical carbon dioxide cycle for next-generation nuclear reactors. *Nucl. Technol.*, 2006, vol. 154, no. 3, pp. 265–282, doi: <https://doi.org/10.13182/NT154-265>
- [12] Feher E.G. The supercritical thermodynamic power cycle. *Energy Convers.*, 1968, vol. 8, no. 2, pp. 85–90, doi: [https://doi.org/10.1016/0013-7480\(68\)90105-8](https://doi.org/10.1016/0013-7480(68)90105-8)
- [13] Li Y., Lin Y., He Y. et al. Part-load performance analysis of a dual-recuperated gas turbine combined cycle system. *Energy*, 2023, vol. 269, art. 126744, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.126744>
- [14] Woudstra N., Woudstra T., Pirone A. et al. Thermodynamic evaluation of combined cycle plants. *Energy Convers. Manag.*, 2010, vol. 51, no. 5, pp. 1099–1110, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.12.016>
- [15] ORC solutions for industry. *enertime.com: веб-сайт*. URL: [https://www.enertime.com/assets/documents/fiche-orc\\_ind\\_7-2023\\_en-1691435487.pdf](https://www.enertime.com/assets/documents/fiche-orc_ind_7-2023_en-1691435487.pdf) (дата обращения: 17.09.2023).
- [16] Cakici D.M., Erdogan A., Colpan C.O. Thermodynamic performance assessment of an integrated geothermal powered supercritical regenerative organic Rankine cycle and parabolic trough solar collectors. *Energy*, 2017, vol. 120, pp. 306–319, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.11.083>
- [17] Bidkar R.A., Mann A., Singh R. et al. Conceptual designs of 50MWe and 450MWe supercritical CO<sub>2</sub> turbomachinery trains for power generation from coal. Part 1. Cycle and turbine. *Int. Symp. Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles*, 2016, vol. 5, pp. 1–18.
- [18] Schmitt J., Amos D., Custer C. et al. Study of a supercritical CO<sub>2</sub> turbine with TIT of 1350 K for Brayton cycle with 100 MW class output: aerodynamic analysis of stage 1 vane. *Int. Symp. Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles*, 2014, vol. 4, paper GT2014-27214, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2014-27214>
- [19] Vitale Di Maio D., Boccitto A., Caruso G. Supercritical carbon dioxide applications for energy conversion systems. *Energy Procedia*, 2015, vol. 82, pp. 819–824, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.818>
- [20] Moiseyev A., Sienicki J.J. Investigation of alternative layouts for the supercritical carbon dioxide Brayton cycle for a sodium-cooled fast reactor. *Nucl. Eng. Des.*, 2009, vol. 239, no. 7, pp. 1362–1371, doi: <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2009.03.017>
- [21] Cho S.K., Kim M.S., Baik S. investigation of the bottoming cycle for high efficiency combined cycle gas turbine system with supercritical carbon dioxide power cycle. *ASME Turbo Expo*, 2015, art. 43077, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2015-43077>
- [22] Stepanek J., Syblik J., Entler S. Axial SCO<sub>2</sub> high-performance turbines parametric design. *Energy Convers. Manag.*, 2022, vol. 274, art. 116418, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116418>
- [23] Гун Б., Рассохин В.В., Барсков В.В. и др. Принципы создания турбоустановок малой и средней мощности, работающих на сверхкритическом диоксиде углерода. *Газовая промышленность*, 2023, № 11, с. 42–57.



- [24] Ahn Y., Bae S.J., Kim M.S. et al. Cycle layout studies of S-CO<sub>2</sub> cycle for the next generation nuclear system application. *Transactions of the Korean Nuclear Society Autumn Meeting*, 2014. 5 p.
- [25] Marchionni M., Bianchi G., Tassou S.A. Techno-economic assessment of Joule-Brayton cycle architectures for heat to power conversion from high-grade heat sources using CO<sub>2</sub> in the supercritical state. *Energy*, 2018, vol. 148, pp. 1140–1152, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.02.005>
- [26] Kim M.S., Ahn Y., Kim B. et al. Study on the supercritical CO<sub>2</sub> power cycles for landfill gas firing gas turbine bottoming cycle. *Energy*, 2016, vol. 111, pp. 893–909, doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.014>
- [27] Pham H.S., Alpy N., Ferrasse J.H. et al. Mapping of the thermodynamic performance of the supercritical CO<sub>2</sub> cycle and optimisation for a small modular reactor and a sodium-cooled fast reactor. *Energy*, 2015, vol. 87, pp. 412–424, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.05.022>
- [28] Yun S., Zhang D., Li X. et al. Design, optimization and thermodynamic analysis of SCO<sub>2</sub> Brayton cycle system for FHR. *Prog. Nucl. Energy*, 2023, vol. 157, art. 104593, doi: <https://doi.org/10.1016/j.pnucene.2023.104593>

## References

- [1] Xu Y., Xue Y., Cai W. et al. Experimental study on performances of flat-plate pulsating heat pipes without and with thermoelectric generators for low-grade waste heat recovery. *Appl. Therm. Eng.*, 2023, vol. 225, art. 120156, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.120156>
- [2] Vybrosy CO<sub>2</sub> ot szhiganiya topliva [CO<sub>2</sub> emissions from fuel combustion]. *energystats.enerdata.net: website*. URL: <https://energystats.enerdata.net/co2/emissions-co2-data-from-fuel-combustion.html> (accessed: 17.09.2023). (In Russ.).
- [3] Ravi R., Pachamuthu S., Kasinathan P. Computational and experimental investigation on effective utilization of waste heat from diesel engine exhaust using a fin protracted heat exchanger. *Energy*, 2020, vol. 200, art. 117489, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117489>
- [4] Chto takoe uglerodnaya neytralnost? Mir mozhet priyti k ney? [What is carbon neutrality? Can the world come to it?] *sberegipianetu.ru: website*. URL: <https://sberegipianetu.ru/publications/chto-takoe-uglerodnaia-neutralnost-mir-mozhet-priiti-k-nei> (accessed: 17.09.2023). (In Russ.).
- [5] Mery po borbe s izmeneniem klimata [Measures to combat climate change]. *un.org: website*. URL: <https://www.un.org/ru/climatechange/paris-agreement> (accessed: 06.11.2023). (In Russ.).
- [6] Jouhara H., Khordehghah N., Almahmoud S. et al. Waste heat recovery technologies and applications. *Therm. Sci. Eng. Prog.*, 2018, vol. 6, pp. 268–289, doi: <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.04.017>
- [7] Inayat A. Current progress of process integration for waste heat recovery in steel and iron industries. *Fuel*, 2023, vol. 338, art. 127237, doi: <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.127237>
- [8] Casi Á., Araiz M., Catalán L. et al. Thermoelectric heat recovery in a real industry: from laboratory optimization to reality. *Appl. Therm. Eng.*, 2021, vol. 184, art. 116275, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116275>
- [9] Pashchenko D. Performance evaluation of a combined power generation system integrated with thermochemical exhaust heat recuperation based on steam methane reforming. *Int. J. Hydrogen Energy*, 2023, vol. 48, no. 15, pp. 5823–5835, doi: <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.11.186>
- [10] Macchi E. Theoretical basis of the Organic Rankine Cycle. In: *Organic Rankine Cycle (ORC) power systems*. Woodhead, 2017, pp. 3–24, doi: <https://doi.org/10.1016/B978-0-08-100510-1.00001-6>
- [11] Dostal V., Hejzlar P., Driscoll M.J. High-performance supercritical carbon dioxide cycle for next-generation nuclear reactors. *Nucl. Technol.*, 2006, vol. 154, no. 3, pp. 265–282, doi: <https://doi.org/10.13182/NT154-265>

- [12] Feher E.G. The supercritical thermodynamic power cycle. *Energy Convers.*, 1968, vol. 8, no. 2, pp. 85–90, doi: [https://doi.org/10.1016/0013-7480\(68\)90105-8](https://doi.org/10.1016/0013-7480(68)90105-8)
- [13] Li Y., Lin Y., He Y. et al. Part-load performance analysis of a dual-recuperated gas turbine combined cycle system. *Energy*, 2023, vol. 269, art. 126744, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.126744>
- [14] Woudstra N., Woudstra T., Pirone A. et al. Thermodynamic evaluation of combined cycle plants. *Energy Convers. Manag.*, 2010, vol. 51, no. 5, pp. 1099–1110, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.12.016>
- [15] ORC solutions for industry. *enertime.com: website*. URL: [https://www.enertime.com/assets/documents/fiche-orc\\_ind\\_7-2023\\_en-1691435487.pdf](https://www.enertime.com/assets/documents/fiche-orc_ind_7-2023_en-1691435487.pdf) (accessed: 17.09.2023).
- [16] Cakici D.M., Erdogan A., Colpan C.O. Thermodynamic performance assessment of an integrated geothermal powered supercritical regenerative organic Rankine cycle and parabolic trough solar collectors. *Energy*, 2017, vol. 120, pp. 306–319, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.11.083>
- [17] Bidkar R.A., Mann A., Singh R. et al. Conceptual designs of 50MWe and 450MWe supercritical CO<sub>2</sub> turbomachinery trains for power generation from coal. Part 1. Cycle and turbine. *Int. Symp. Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles*, 2016, vol. 5, pp. 1–18.
- [18] Schmitt J., Amos D., Custer C. et al. Study of a supercritical CO<sub>2</sub> turbine with TIT of 1350 K for Brayton cycle with 100 MW class output: aerodynamic analysis of stage 1 vane. *Int. Symp. Supercritical CO<sub>2</sub> Power Cycles*, 2014, vol. 4, paper GT2014-27214, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2014-27214>
- [19] Vitale Di Maio D., Boccitto A., Caruso G. Supercritical carbon dioxide applications for energy conversion systems. *Energy Procedia*, 2015, vol. 82, pp. 819–824, doi: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.818>
- [20] Moisseytsev A., Sienicki J.J. Investigation of alternative layouts for the supercritical carbon dioxide Brayton cycle for a sodium-cooled fast reactor. *Nucl. Eng. Des.*, 2009, vol. 239, no. 7, pp. 1362–1371, doi: <https://doi.org/10.1016/j.nucengdes.2009.03.017>
- [21] Cho S.K., Kim M.S., Baik S. investigation of the bottoming cycle for high efficiency combined cycle gas turbine system with supercritical carbon dioxide power cycle. *ASME Turbo Expo*, 2015, art. 43077, doi: <https://doi.org/10.1115/GT2015-43077>
- [22] Stepanek J., Syblik J., Entler S. Axial SCO<sub>2</sub> high-performance turbines parametric design. *Energy Convers. Manag.*, 2022, vol. 274, art. 116418, doi: <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.116418>
- [23] Gong B., Rassokhin V.V., Barskov V.V. et al. Design principles of low and medium power turbine units, fuelled by supercritical carbon dioxide. *Gazovaya promyshlennost* [Gas Industry], 2023, no. 11, pp. 42–57. (In Russ.).
- [24] Ahn Y., Bae S.J., Kim M.S. et al. Cycle layout studies of S-CO<sub>2</sub> cycle for the next generation nuclear system application. *Transactions of the Korean Nuclear Society Autumn Meeting*, 2014, 5 p.
- [25] Marchionni M., Bianchi G., Tassou S.A. Techno-economic assessment of Joule-Brayton cycle architectures for heat to power conversion from high-grade heat sources using CO<sub>2</sub> in the supercritical state. *Energy*, 2018, vol. 148, pp. 1140–1152, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.02.005>
- [26] Kim M.S., Ahn Y., Kim B. et al. Study on the supercritical CO<sub>2</sub> power cycles for landfill gas firing gas turbine bottoming cycle. *Energy*, 2016, vol. 111, pp. 893–909, doi: <http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.06.014>
- [27] Pham H.S., Alpy N., Ferrasse J.H. et al. Mapping of the thermodynamic performance of the supercritical CO<sub>2</sub> cycle and optimisation for a small modular reactor and a sodium-cooled fast reactor. *Energy*, 2015, vol. 87, pp. 412–424, doi: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.05.022>
- [28] Yun S., Zhang D., Li X. et al. Design, optimization and thermodynamic analysis of SCO<sub>2</sub> Brayton cycle system for FHR. *Prog. Nucl. Energy*, 2023, vol. 157, art. 104593, doi: <https://doi.org/10.1016/j.pnucene.2023.104593>

## Информация об авторах

**ГУН Бовэнь** — ассистент Высшей школы энергетического машиностроения, инженер Научно-образовательного центра «Авиационные двигатели и энергетические установки». Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: gun\_b@spbstu.ru).

**ИЗБЯКОВ Никита Сергеевич** — лаборант Научно-образовательного центра «Авиационные двигатели и энергетические установки». Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: izbyakov.ns@edu.spbstu.ru).

**БАРСКОВ Виктор Валентинович** — доктор технических наук, доцент Высшей школы энергетического машиностроения, директор Института энергетики, ведущий научный сотрудник Научно-образовательного центра «Авиационные двигатели и энергетические установки». Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: barskov\_vv@spbstu.ru).

**РАССОХИН Виктор Александрович** — доктор технических наук, профессор Высшей школы передовых цифровых технологий, главный инженер проекта лаборатории «Моделирование технологических процессов и проектирование энергетического оборудования». Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого (195251, Санкт-Петербург, Российская Федерация, ул. Политехническая, д. 29, e-mail: rassohin\_va@spbstu.ru).

### Пробьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Гун Бовэнь, 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, № 8, с. 83–93.

### Please cite this article in English as:

Gong Bowen, Izbiakov N.S., Barskov V.V., Rassokhin V.A. Analytical analysis of thermal schemes of waste steam and gas turbine plants, used to achieve carbon neutrality. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 8, pp. 83–93.

## Information about the authors

**GONG Bowen** — Assistant of Higher School of Power Engineering Laboratory, Engineer of the Research and Development Center «Aviation Engines and Power Plants». Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Polytechnicheskaya, Bldg. 29, e-mail: gun\_b@spbstu.ru).

**IZBIAKOV Nikita Sergeevich** — Laboratory Assistant of the Research and Development Center Aviation Engines and Power Plants. Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Polytechnicheskaya, Bldg. 29, e-mail: izbyakov.ns@edu.spbstu.ru).

**BARSKOV Victor Valentinovich** — Doctor of Science (Eng.), Assistant Professor at the Higher School of Power Engineering, Director of the Institute of Energy, Scientific Officer of the Research and Development Center «Aviation Engines and Power Plants». Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Polytechnicheskaya, Bldg. 29, e-mail: barskov\_vv@spbstu.ru).

**RASSOKHIN Victor Aleksandrovich** — Doctor of Science (Eng.), Professor at the Higher School of Advanced Digital Technology, project engineer of the «Modeling of technological processes and design of power equipment». Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (195251, Saint-Petersburg, Russian Federation, Polytechnicheskaya, Bldg. 29, e-mail: rassohin\_va@spbstu.ru).