УДК 621.4

Влияние термодинамических параметров на энергетические характеристики СО₂-циклов при кислородном сжигании метана

С.В. Алексеенко¹, П.А. Щинников², И.С. Садкин^{1,2}

¹Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск ²Новосибирский государственный технический университет

E-mail: sadkinvanya@mail.ru

Рассматриваются четыре варианта энергетического цикла с использованием углекислого газа в качестве рабочего тела при кислородном сжигании газообразного топлива. Во всех случаях подвод теплоты обеспечивается в зоне закритических параметров CO₂. Принципиальная разница в вариантах заключается в способе повышения давления рабочего тела. Подвод теплоты к циклу осуществляется в камере сгорания, а работа цикла связана с непрерывным обновлением рабочего тела, так как часть CO₂ и все водяные пары, полученные при сжигании топлива, выводятся за рамки цикла. В статье показано, что наиболее высоким термическим КПД, достигающим 64,5 %, обладают циклы с одноступенчатым повышением давления насосом. Установлены количественные оценки влияния термодинамических параметров на энергетические характеристики циклов.

Ключевые слова: энергетические циклы на углекислом газе, CO₂-циклы, сверхкритический диоксид углерода, декарбонизация, нулевые выбросы.

Введение

В условиях ратификации Парижских соглашений по климату [1] в мировой энергетике получили развитие технологии, позволяющие снизить углеродный след при использовании ископаемого топлива. Для этого разрабатываются технические решения, которые дают возможность сократить выброс CO₂ в окружающую среду или исключить его полностью.

К одной из указанных технологий относятся энергетические циклы на углекислом газе с нулевыми выбросами. Подобные решения, направленные на исключение выброса CO_2 в атмосферу, нашли применение в ряде известных циклов, в частности, в цикле Аллама [2, 3], цикле ОИВТ [4, 5], цикле Граца [6]. В цикле Аллама в качестве рабочего тела используется углекислый газ [2, 3, 7, 8], а в циклах ОИВТ и Граца — смесь углекислоты и водяного пара [9–18]. Топливом во всех случаях является газ, а в качестве окислителя используется кислород. При таком способе сжигания единственным загрязнителем остается углекислота, которую можно использовать в другом технологическом процессе или захоронить без какой-либо предварительной подготовки. В этом заключается одно

© Алексеенко С.В., Щинников П.А., Садкин И.С., 2023

из преимуществ подобных энергетических циклов перед технологиями разделения и улавливания углекислого газа из продуктов сгорания (CCS — Carbon Capture and Storage [19–21]) традиционных тепловых электростанций, содержащих разные вещества, когда из всего потока газов требуется отделить CO₂ для последующего его захоронения.

Другим важным преимуществом энергетических циклов на углекислом газе перед технологиями CCS является то, что для сжатия углекислоты не требуется создания отдельного компрессорно-насосного хозяйства, так как оно предусмотрено для функционирования самого цикла. Вывод CO₂ может быть осуществлен после системы повышения давления с его рабочим значением, благодаря которому на выходе аккумулируется CO₂ в сверхкритическом состоянии, пригодный для транспортировки на значительные расстояния и захоронения на больших глубинах.

В связи с высокой перспективностью энергетических CO₂-циклов в настоящей работе рассматриваются их различные конфигурации, принципиально отличающиеся системой повышения давления рабочего тела. Проводится их термодинамический анализ и определяются показатели эффективности.

Конфигурации исследуемых циклов на углекислом газе

Рассматривается четыре конфигурации энергетического цикла на углекислом газе (рис. 1). Вариант 1 — закритический цикл, полностью расположенный в зоне сверхкритических параметров, с одноступенчатым подъемом давления насосом (рис. 1*a*). Вариант 2 — закритический цикл с одноступенчатым подъемом давления компрессором (рис. 1*b*). Вариант 3 — закритический цикл с конденсацией углекислоты и одноступенчатым подъемом давления насосом (рис. 1*c*). Вариант 4 — закритический цикл с двухступенчатым



Рис. 1. Варианты циклов в Рh-диаграмме.

0-5 — характерные точки термодинамических процессов; Q_1, Q_2 — подведенное к циклу и отведенное от него тепло; СН₄ — топливо, O_2 — окислитель, СО₂, H₂O — продукты сгорания, выводимые из цикла.

повышением давления компрессором и насосом (рис. 1*d*). Во всех вариантах предусмотрена двухступенчатая регенерация. Представленные циклы относятся к кислороднотопливным: горение происходит в кислородной среде, а топливом служит метан.

Подвод теплоты во всех перечисленных случаях осуществляется в зоне закритических параметров CO₂. При обеспечении высокого теплоперепада в процессе расширения в одном из вариантов (вариант 3, рис. 1*c*) для отвода теплоты используется зона конденсации, что позволяет получить одноступенчатость процесса повышения давления насосом. В том случае, когда зона конденсации исключается (варианты 1, 2, 4), необходимо применять компрессор (рис. 1*b*) или обеспечить двухступенчатость повышения давления (рис. 1*d*). Возможен цикл, который полностью находится в сверхкритической зоне (вариант 1, рис. 1*a*). Эта конфигурация цикла также исключает конденсацию рабочего тела и сохраняет возможность использования только насоса, но ведет к снижению теплоперепада. Последний вариант цикла возможен благодаря свойствам сверхкритического диоксида углерода, плотность которого приближается к плотности жидкости при снижении его температуры (см. рис. 2).

Описание процесса

Рассматривая общий случай с двухступенчатым повышением давления (рис. 1*d*). Можно видеть, что нагрев рабочего тела ведется последовательно за счет двухступенчатой регенерации (процесс 4-5) и подвода теплоты (процесс 5-0) за счет внешнего источника. Далее рабочее тело совершает работу расширения в турбине (процесс 0-1). Затем в процессе 1-2 происходит двухступенчатый регенеративный отвод теплоты, при этом об окончании высокотемпературной ступени свидетельствует конденсация водяных паров (точка 2') и вывод конденсата за пределы цикла. Процесс отвода теплоты в окружающую среду 2-3 характеризуется разрывом (процесс 3'-3''), обусловленным повышением давления в первой компрессорной ступени. Далее обеспечивается повышение давления до требуемого значения во второй насосной ступени (процесс 3-4), после чего происходит вывод избытка углекислоты за пределы цикла, а основная ее часть направляется в двухступенчатый регенератор, и цикл повторяется.



Рис. 2. Диаграмма плотности CO₂ в зависимости от давления и температуры (°С).

Таким образом, работа цикла связана с обновлением рабочего тела за счет непрерывной его генерации в процессе кислородного сжигания топлива в камере сгорания с одновременным выводом эквивалентного количества углекислоты и образовавшихся водяных паров (в виде конденсата) за его пределы. В остальных вариантах процессы идентичны рассмотренному.

Метод исследования

В основе метода исследования лежат термодинамические расчеты, проведенные для каждого варианта при следующих условиях:

все процессы идут без теплообмена с окружающей средой;

процессы в агрегатах являются изоэнтропийными (потери не учитываются);

— расчеты ведутся при условии расхода 1 кг CO₂;

физической теплотой топлива пренебрегают;

— свойства углекислого газа определяют свойства рабочего тела, так как его массовая доля составляет более 95 % [22-24];

 при определении параметров углекислого газа и водяного пара в характерных точках используются термодинамические таблицы свойств веществ;

в качестве топлива используется метан с низшей теплотой сгорания, равной 35,82 МДж/м³;

 температура на входе в компрессор и насос принимается постоянной и равной температуре окружающей среды (20 °C; это температура, при которой теплота отводится от цикла).

Реакция горения метана [25]:

$$CH_4 + 2O_2 = CO_2 + 2H_2O$$
(1)
16 + 64 44 + 36.

Из уравнения, с учетом плотности метана, равной 0,716 кг/м³, следует, что для генерации 1 кг CO₂ требуется сжечь 0,509 м³ газа. При этом образуется 0,818 кг H₂O и выделится 18232 кДж энергии [26].

Уравнение материального баланса камеры сгорания выглядит следующим образом:

$$G_{\mu}^{\rm CO_2} + G_{\rm nog}^{\rm CO_2} + G_{\rm nog}^{\rm H_2O} = 1^{\rm CO_2} + G_{\rm nap}^{\rm H_2O},$$
(2)

здесь $G_{\mu}^{CO_2}$ — количество циркулирующего в контуре CO₂; $G_{noq}^{CO_2}$, $G_{noq}^{H_2O}$ — количество подведенной с продуктами сгорания углекислоты и водяных паров, $1^{CO_2} = G_{\mu}^{CO_2} + G_{noq}^{CO_2} = 1$ кг — суммарный баланс углекислоты на выходе из камеры сгорания, $G_{noq}^{H_2O} = G_{nap}^{H_2O}$ — баланс водяных паров на выходе из камеры сгорания.

Уравнение теплового баланса камеры сгорания записывается как

$$(1-\delta)\cdot h_5 + \delta\cdot Q = 1\cdot h_0^{\text{CO}_2} + \delta\cdot W\cdot h_0^{\text{H}_2\text{O}}.$$
(3)

Уравнение теплообмена между выходящим из турбины и входящим в камеру сгорания потоками при обеспечении работы системы регенерации имеет вид:

$$(1-\delta)\cdot(h_5-h_4) = 1\cdot(h_1^{\text{CO}_2} - h_2^{\text{CO}_2}) + \delta \cdot W \cdot (h_1^{\text{H}_2\text{O}} - h_2^{\text{H}_2\text{O}}).$$
(4)

92

Учитывая термодинамические свойства рабочих тел, принятые допущения и невозможность самопроизвольного переноса теплоты от холодного тела к горячему, можно вывести систему уравнений:

$$\begin{split} t_{1} \geq t_{5}, \ t_{2} = t_{4}, \\ (1-\delta) \cdot h_{5} + \delta \cdot Q = 1 \cdot h_{0}^{\text{CO}_{2}} + \delta \cdot W \cdot h_{0}^{\text{H}_{2}\text{O}}, \\ (1-\delta) \cdot (h_{5} - h_{4}) = 1 \cdot (h_{1}^{\text{CO}_{2}} - h_{2}^{\text{CO}_{2}}) + \delta \cdot W \cdot (h_{1}^{\text{H}_{2}\text{O}} - h_{2}^{\text{H}_{2}\text{O}}), \\ h_{2}^{\text{H}_{2}\text{O}} = f(t_{\text{Hac}}(p_{1}); p_{1}), \\ h_{2}^{\text{CO}_{2}} = f(t_{4}; p_{1}), \\ h_{3} = f(t_{3} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}; p_{1}), \\ h_{4} = f(s_{3}; p_{0}). \end{split}$$
(5)

В выражениях (3)–(5) приняты следующие обозначения: $\delta = G_{\text{под}}^{\text{CO}_2}$ — количество углекислоты, подводимой в цикл при сжигании топлива; Q — теплота, подведенная в камере сгорания к циклу; $W = G_{\text{пар}}^{\text{H}_2\text{O}}$ — влага, образующаяся в камере сгорания при сжигании топлива, необходимого для генерации 1 кг CO₂; *t*, *p*, *h*, *s* — термодинамические характеристики рабочего тела в характерных точках цикла, $t_{\text{H}}(p_1)$ — температура насыщения воды при давлении в конце процесса расширения в турбине.

Решение системы (5) позволяет определить величину δ и значения термодинамических показателей в точке 5 (рис. 1), характеризующих вход в камеру сгорания.

Располагаемый теплоперепад на турбину определяется как сумма теплоперепадов углекислого газа и водяного пара в составе рабочего тела, кДж:

$$H = (h_0^{\rm CO_2} - h_1^{\rm CO_2}) + (h_0^{\rm H_2O} - h_1^{\rm H_2O}) \cdot W \cdot \delta.$$
(6)

Термический КПД цикла определяется как отношение располагаемого теплоперепада за вычетом работы сжатия к подведенной теплоте:

$$\eta = \frac{H - l}{\delta \cdot Q},\tag{7}$$

где *l* — работа сжатия, определяемая как разность энтальпий рабочего тела на выходе из нагнетателя и входе в него, кДж.

Расчеты ведутся при задании давления и температуры на входе в турбину и давления на выходе из нее.

Обсуждение результатов

Начальные параметры, параметры в ключевых точках цикла, расчетные значения термического КПД и некоторые другие характеристики позволяют сопоставить принятые к рассмотрению варианты (см. табл. 1). Можно видеть, что во всех случаях термический КПД цикла лежит в пределах 54–58 %. При этом наиболее высоким термическим КПД обладают циклы вариантов 1 и 3 (закритический без конденсации и с конденсацией рабочего тела и одноступенчатым повышением давления насосом в обоих случаях). Это обусловлено невысокой работой сжатия.

Далее приводятся результаты расчетов энергетических характеристик циклов при изменении начальных и конечных параметров циклов в широких диапазонах. Можно

Таблица 1

TT						
Нацальные и і	пасцетные уа	пяктепистики	nazhuuhliv ba	пиянтов и	гополнения і	пикля
ma fasibiliti n	рас истивис ла	pakiepheinkn	pa_{min} more baseline pa_{min} more pa_{min}	ipnaniop n	icinosincinina i	4 ** *** * **

	D	- M-					
Наименование параметра	Размерность	Вариант №					
	1	1	2	3	4		
Температура на входе в турбину	°C	1000	1000	1000	1000		
Давление на входе в турбину	бар	300	300	300	300		
Давление на выходе из турбины	бар	75	30	57,2*	30		
Температура, при которой теплота отводится	пература, при которой теплота отводится						
от цикла (окружающей среды)	Ĵ	20					
Температура CO ₂ на входе в первую	°C 20						
и вторую ступени сжатия							
Температура CO ₂ на входе в камеру сгорания	°C	712	617	659	557		
(после регенератора)	C	/15	017	058	557		
Давление первой ступени подъема	бар	300	300	300	75		
Температура после первой ступени	°C	42	225	47	93		
Давление второй ступени подъема	бар	-	-	-	300		
Температура после второй ступени	°C	-	-	-	42,4		
Располагаемый теплоперепад на турбину	кДж	324	505	381	508		
Работа сжатия	кДж	26	139	17	72		
Подведенная к циклу теплота	кДж	513	675	508	775		
Термический КПД цикла	%	58,1	51,4	58	56,3		

*Давление обусловлено процессом конденсации рабочего тела при температуре окружающей среды 20 °С.

видеть, что все рассмотренные варианты при обеспечении температуры, при которой теплота подводится к циклу (далее — температура подвода), имеют выраженный максимум термического КПД на уровне около 1400 °С (рис. 3). Расчетное значение начального давления во всех случаях составило 300 бар.

На начальном этапе с ростом температуры подвода увеличивается термическая эффективность цикла. При этом прирост эффективности на 1 % обеспечивается повышением температуры подвода на ~50 °C для циклов с насосным повышением давления и на 100 °C для цикла с компрессорным повышением давления. Однако в условиях отсутствия теплообмена с окружающей средой и при максимальном использовании эффекта регенерации температура рабочего тела на входе в камеру сгорания (точка 5, рис. 1) не может превышать температуру рабочего тела на выходе из турбины (точка 1, рис. 1). Поэтому располагаемый теплоперепад, отнесенный к единице сжигаемого топлива, имеет точку перегиба и начинает снижаться при исчерпании регенерационной возможности цикла (рис. 4). Именно этим объясняется снижение термического КПД при достижении температуры подвода на уровне 1400 °C (рис. 3).



Следует отметить, что среди рассмотренных вариантов наибольшими значениями термического КПД (на уровне 64,5 %) обладают варианты 1 и 3, характеризуемые одноступенчатым повышением давления насосом. При этом наибольшей удельной работой, характеризуемой относительным располагаемым теплоперепадом, обладает

Рис. 3. Влияние температуры, при которой теплота подводится к циклу на термический КПД.
1-4 — варианты исполнения цикла.



вариант 2 с одноступенчатым компрессорным повышением давления (рис. 4). Последний фактор обеспечивает и наименьший вывод углекислоты за пределы цикла для варианта 2 в пересчете на мегаджоуль полезной работы (рис. 5). Следует отметить, что в этом случае не учитывается работа сжатия, необходимая для обеспечения рабочего давления в цикле.

Для всех вариантов и во всем рассматриваемом диапазоне температур подвода теплоты вывод CO_2 за пределы цикла не превышает 90 г на каждый МДж полезной работы. Количество энергии, которое необходимо подвести к циклу для обеспечения его работоспособности, характеризуемое величиной δ , зависит от конфигурации цикла и с ростом температуры подвода теплоты растет (рис. 6). Абсолютное значение лежит в пределах 0,5–1 МДж на 1 кг рабочего тела, меньшие значения относятся к вариантам 1 и 3.

Увеличение температуры подвода теплоты на 100 °С требует увеличения количества подводимой энергии (следовательно, и расхода топлива) на 5–10 %, большие значения соответствуют циклу с одноступенчатым компрессорным повышением давления. Для такого цикла наблюдается снижение эффективности при увеличении начального давления (рис. 7). Этот эффект связан с увеличением затрат энергии на работу сжатия, которые растут быстрее, чем прирастает располагаемый теплоперепад. В остальных





Рис. 8. Влияние конечного давления				
на термический КПД				
при $p_0 = 300$ бар, $t_0 = 1250$ °C.				
2–4 — варианты исполнения цикла.				

случаях рост начального давления обусловливает рост термического КПД. Для прироста эффективности на 1 % необходимо обеспечить повышение начального давления на 10–15 % в зависимости от конфигурации цикла и абсолютного значения давления. Чем выше начальное давление,

тем медленнее прирастает КПД при его дальнейшем увеличении.

Далее рассмотрим влияние конечного давления на эффективность циклов. Следует отметить, что для варианта 1, в котором цикл реализован целиком в закритической зоне, конечное давление принято в 75 бар и его изменение (увеличение) не рассматривается, так как ведет к очевидному снижению эффективности. Во всех остальных случаях влияние конечного давления на эффективность разнонаправлено (рис. 8). При анализе влияния конечного давления на эффективность важно учитывать свойства рабочего тела в рассматриваемом диапазоне давлений (табл. 2).

Вариант 2 исполнения цикла с одноступенчатым компрессорным повышением давления характеризуется снижением эффективности при снижении конечного давления. Это обусловлено увеличением и без того высокой работы сжатия, которая в 2–8 раз превышает аналогичный показатель других вариантов (табл. 1) при одновременном увеличении подводимой к циклу теплоты для компенсации снижения температуры рабочего тела на входе в камеру сгорания.

В варианте 3, который предусматривает конденсацию рабочего тела с последующим одноступенчатым повышением давления насосом, наблюдается рост эффективности при снижении конечного давления. Прирост эффективности на 1 % в этом случае возможно обеспечить снижением давления на 8–17 %, при этом меньшее снижение наблюдается в зоне низких абсолютных значений давлений.

Отметим, что при конечном давлении в 70 бар эффективность циклов в вариантах 2 и 3 выравнивается, так как точка 3 (рис. 1b, 1c) в обоих случаях приближается к критической точке CO₂. При дальнейшем увеличении конечного давления с переходом в закритическую область оба цикла «вырождаются» в закритический цикл варианта 1.

В варианте 4 исполнения цикла с двухступенчатым повышением давления снижение конечного давления на начальном этапе ведет к росту эффективности. Прирост эффективности на 1 % обеспечивается снижением давления на 10 %. При дальнейшем снижении конечного давления эффективность цикла начинает уменьшаться. Это связано с действием двух факторов: во-первых, с увеличением затрат энергии на работу сжатия в первой, компрессорной ступени; во-вторых, со снижением температуры рабочего тела при его подводе к камере сгорания (точка 5, рис. 1*d*), что вызывает увеличение количества подводимой энергии. Максимум эффективности обеспечивается при конечном давлении на уровне 30 бар (рис. 8).

Таблица 2 Температура насыщения СО, в зависимости от давления

 $(p_{\kappa n} = 73.8 \text{ fap}, t_{\kappa n} = 31 \text{ °C})$

i np	I Ap	,			
Давление CO ₂ , бар	10	30	34,8	57,2	70
Температура конденсации СО ₂ , °С	-40,2	-5,5	0	20	28,7

Таблица З

Повышение на 1 % термического КПД для циклов на основе углекислого газа при кислородном сжигании метана

Фактор	Величина		
Увеличение температуры, при которой теплота подводится к циклу	$50 - 100 ^{\circ}C^{*}$		
Повышение начального давления	10-15 %**		
Снижение конечного давления	8-17 %**		

* Меньшие значения для циклов с одноступенчатым повышением давления насосом; сопровождается увеличением расхода топлива на 5–10 % в зависимости от конфигурации цикла;

** в зависимости от абсолютного значения давления и конфигурации цикла.

С учетом того, что обеспечить заданную температуру отвода теплоты при реализации того или иного варианта исполнения цикла возможно за счет температуры окружающей среды, последняя выступает в качестве ограничения на организацию отводимого из цикла теплового потока. Для варианта 3 температура, при которой теплота отводится от цикла, связана с температурой насыщения рабочего тела (табл. 2), так как в этом случае требуется обеспечить процесс его конденсации.

На основе проведенного анализа в качестве обобщения установлены количественные оценки влияния термодинамических параметров на эффективность циклов (см. табл. 3).

Отметим, что представленное в статье исследование требует дальнейшего развития для проведения более полного анализа термодинамических эффектов при организации отвода теплоты и регенеративного нагрева рабочего тела с учетом температурных напоров, свойств рабочих тел, условий протекания процессов, доли водяных паров в рабочем теле и параметров процессов, с последующей оценкой энергетических эффектов, учитывающих неизоэнтропность процессов.

Выводы

Рассмотрено влияние термодинамических параметров на энергетические характеристики циклов разной конфигурации на основе углекислого газа при кислородном сжигании метана. Установлено следующее.

1. Наиболее высоким термическим КПД обладают циклы с одноступенчатым повышением давления насосом. Максимум термического КПД обеспечивается на уровне 1400 °C. В этом случае термический КПД достигает 64,5 %.

2. Наибольшей удельной работой обладает цикл с одноступенчатым повышением давления компрессором.

3. Количество энергии, которое необходимо подвести к циклу, составляет 0,5–1 МДж/кг CO₂ в зависимости от конфигурации цикла и температуры, при которой теплота подводится к циклу.

4. Вывод CO₂ за пределы цикла во всех случаях не превышает 90 г на каждый МДж полезной работы.

5. Установлены количественные оценки влияния термодинамических параметров на эффективность циклов.

Список литературы

1. UNFCCC adoption of the Paris agreement // Conf. of the Particles. Report No. FCCC/CP/2015/L.9/Rev. 2015. 32 p.

2. Allam R., Martin S., Forrest B., Fetvedt J., Lu X., Freed D., 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. No. 114. P. 5948–5966.

- Allam R.J., Falmer M.R., Brown G.W., Fetvedt J. et al. High efficiency and low cost of electricity generation from fossil fuels while eliminating atmospheric emissions, including carbon dioxide // Energy Procedia. 2013. No. 37. P. 1135–1149.
- 4. Даценко В.В., Зейгарник Ю.А., Калашникова Е.А., Косой А.А., Косой А.С., Синкевич М.В. Парогазовые установки с полным улавливанием диоксида углерода для чистой энергетики // Теплофизика и аэромеханика. 2020. Т. 27, № 5. С. 815–822.
- 5. Косой А.С., Зейгарник Ю.А., Попель О.С., Синкевич М.В., Филиппов С.П., Штеренберг В.Я. Концептуальная схема парогазовой установки с полным улавливанием диоксида углерода из продуктов сгорания // Теплоэнергетика. 2018. № 9. С. 1–10.
- 6. Sanz W. Graz cycle a zero emission power plant for CCS (Carbon Capture and Storage). URL: http://www.graz-cycle.tugraz.at/
- This power plant runs on CO₂ / IEEE SPECTRUM. For the technology insider. 2018. URL: https: // spectrum.ieee.org/this-power-plant-runs-on-co2
- Allam R.J., Fetvedt J.E., Forrest B.A., Freed D.A. The oxy-fuel, supercritical CO₂ Allam cycle: New cycle developments to produce even lower-cost electricity from fossil fuels without atmospheric emissions // ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conf. and Exposition (American Society of Mechanical Engineers, 2014). ASME Paper No. GT 2014–26952.
- Jericha H., Lukasser A., Gatterbauer W. Der «Graz Cycle» f
 ür Industriekraftwerke gefeuert mit Brenngasen aus Kohle- und Schwerölvergasung // VDI Berichte 1566, VDI Conf. Essen, Germany. 2000. 8 p.
- Sanz W., Braun M., Jericha H., Platzer M.F. Adapting the zero-emission graz cycle for hydrogen combustion and investigation of its part load behaviour // Intern. J. Hydrogen Energy. 2018. No. 43. P. 5737–5746.
- Heitmeir F., Jericha H. Turbomachinery design for the Graz cycle: an optimized power plant concept for CO₂ retention // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: J. Power and Energy. 2015. No. 219, Iss. 2. P. 147–158.
- Sanz W., Jericha H., Moser M., Heitmeir F. Thermodynamic and economic investigation of an improved Graz cycle power plant for CO₂ capture // ASME Turbo Expo 2004, Vienna, Austria. (Conference presentation). Paper No. GT2004-53722. Vol. 7. P. 409–418.
- 13. Sanz W., Braun M., Jericha H., Platzer M.F. Adapting the zero-emission Graz cycle for hydrogen combustion and investigation of its part load behaviour // ASME Turbo Expo 2016, Seoul, South Korea (Conf. presentation), ASME Paper No. GT2016-57988. 2016. Vol. 3. 10 p.
- Wimmer K., Sanz W. Optimization and comparison of the two promising oxy-combustion cycles NET Power cycle and Graz Cycle // Intern. J. Greenhouse Gas Control. 2020. Vol. 99. P. 103055-1–103055-11.
- Sinkevich M., Kosoy A., Popel O. Comparative analysis of the Allam cycle and the cycle of compressorless combined cycle gas turbine unit // E3S Web of Conf. 2020. Vol. 209, Iss. 11. P. 03023-1–03023-6.
- Borisov Y., Fominykh N., Ramazanov E., Popel O. Analysis of the compressorless combined cycle gas turbine unit performance efficiency in district heating systems // E3S Web of Conf. 2020. Vol. 209. P. 03008-1–03008-9.
- 17. Синкевич М., Борисов Ю., Косой А., Рамазанов Э., Попель О. Сравнительный анализ цикла Аллама и цикла бескомпрессорной парогазовой установки // ENERGY-21: Sustainable Development & Smart Management / Международная конференция «Энергетика XXI века: Устойчивое развитие и интеллектуальное управление», Иркутск, ИСЭМ СО РАН, 2020. 6 с.
- 18. Волков-Музылёв В.В., Борисов Ю.А., Фоминых Н.К. Проектирование макетного образца бескомпрессорной парогазовой установки // Всеросс. молодежн. конф. с междунар. участием «Системные исследования в энергетике — 2021, Energy System Research». Иркутск, ИСЭМ СО РАН, 2021. 6 с.
- Budinis S., Krevor S., Dowell N.M., Brandon N., Nawkes A. An assessment of CCS costs, barriers and potential // Energy Strategy Reviews. 2018. No. 22. P. 61–81.
- Leung D.Y.C., Caramanna G., Maroto-Valer M.M. An overview of current status of carbon dioxide capture and storage technologies // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2014. No. 39. P. 426–443.
- Longa F.D., Detz R., van der Zwaan B. Integrated assessment projections for the impact of innovation on CCS deployment in Europe // Intern. J. Greenhouse Gas Control. 2020. No. 103. P. 103133-1–103133-4.
- 22. Shchinnikov P.A., Sadkin I.S., Shchinnikov A.P., Cheganova N.F., Vorogushina N.I. Influence of the initial parameters on the thermodynamic efficiency of carbon dioxide power cycles // J. of Physics: Conf. Series. 2022. Vol. 2150. P. 012011-1–012011-6.
- Shchinnikov P., Borush O., Frantseva A., Sadkin I. Efficiency of zero emission cycles on the basis of their configuration // E3S Web of Conf. 2021. Vol. 289. P. 02001-1–02001-11.
- 24. Щинников П.А., Садкин И.С., Щинников А.П. Особенности циклов с применением углекислоты в качестве рабочего тела // Развитие методов прикладной математики для решения междисциплинарных проблем энергетики: сб. тр. 1 Всерос. науч.-техн. конф. с междунар. участием, Ульяновск, 6–7 окт. 2021 г. Ульяновск : Изд-во УлГТУ, 2021. С. 169–171.
- 25. Померанцев В.В., Арефьев К.М., Ахмедов Д.Б. и др. Основы практической теории горения: Учебное пособие для ВУЗов. Л.: Энергия, 1973. 264 с.
- 26. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: Справочник / Под общ. ред. чл.корр. АН СССР В.А. Григорьева, В.Н. Зорина. 2е изд. М.: Энергоатомиздат, 1988. 560 с.

Статья поступила в редакцию 30 июня 2022 г., после доработки — 8 сентября 2022 г., принята к публикации 8 декабря 2022 г.