УДК 621.4

Влияние термодинамических параметров на энергетические характеристики CO₂-циклов при кислородном сжигании метана

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

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, ${\rm CO_2}$ -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 CO_2 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

¹Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск

²Новосибирский государственный технический университет

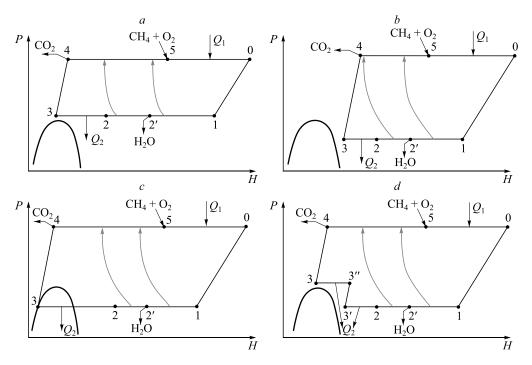
из преимуществ подобных энергетических циклов перед технологиями разделения и улавливания углекислого газа из продуктов сгорания (CCS — Carbon Capture and Storage [19-21]) традиционных тепловых электростанций, содержащих разные вещества, когда из всего потока газов требуется отделить CO_2 для последующего его захоронения.

Другим важным преимуществом энергетических циклов на углекислом газе перед технологиями ССS является то, что для сжатия углекислоты не требуется создания отдельного компрессорно-насосного хозяйства, так как оно предусмотрено для функционирования самого цикла. Вывод CO_2 может быть осуществлен после системы повышения давления с его рабочим значением, благодаря которому на выходе аккумулируется CO_2 в сверхкритическом состоянии, пригодный для транспортировки на значительные расстояния и захоронения на больших глубинах.

В связи с высокой перспективностью энергетических ${\rm CO_2}$ -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. 1a). Вариант 2 — закритический цикл с одноступенчатым подъемом давления компрессором (рис. 1b). Вариант 3 — закритический цикл с конденсацией углекислоты и одноступенчатым подъемом давления насосом (рис. 1c). Вариант 4 — закритический цикл с двухступенчатым



Puc. 1. Варианты циклов в Ph-диаграмме.

0-5 — характерные точки термодинамических процессов; Q_1, Q_2 — подведенное к циклу и отведенное от него тепло; CH_4 — топливо, O_2 — окислитель, CO_2 , H_2O — продукты сгорания, выводимые из цикла.

повышением давления компрессором и насосом (рис. 1d). 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 CO_2 . При обеспечении высокого теплоперепада в процессе расширения в одном из вариантов (вариант 3, рис. 1c) 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. 1b) или обеспечить двухступенчатость повышения давления (рис. 1d). Возможен цикл, который полностью находится в сверхкритической зоне (вариант 1, рис. 1a). 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. 1d). 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.

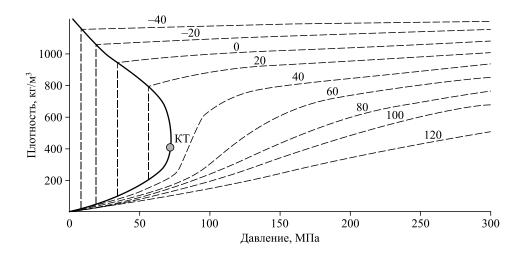


Рис. 2. Диаграмма плотности CO₂ в зависимости от давления и температуры (°C).

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 $35.82 \, \mathrm{MДж/m}^3$;
- 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 $0.716~\rm kг/m^3$, следует, что для генерации 1 кг $\rm CO_2$ требуется сжечь $0.509~\rm m^3$ газа. При этом образуется $0.818~\rm kr$ $\rm H_2O$ и выделится $18232~\rm kДж$ энергии [26].

Уравнение материального баланса камеры сгорания выглядит следующим образом:

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

здесь $G_{\rm II}^{\rm CO_2}$ — количество циркулирующего в контуре ${\rm CO_2}$; $G_{\rm под}^{\rm CO_2}$, $G_{\rm под}^{\rm H_2O}$ — количество подведенной с продуктами сгорания углекислоты и водяных паров, $1^{\rm CO_2} = G_{\rm II}^{\rm CO_2} + G_{\rm под}^{\rm CO_2} = 1~{\rm kr}$ — суммарный баланс углекислоты на выходе из камеры сгорания, $G_{\rm под}^{\rm H_2O} = G_{\rm пар}^{\rm H_2O}$ — 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:

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

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

$$\begin{cases} t_{1} \geq t_{5}, \ t_{2} = t_{4}, \\ (1-\delta) \cdot h_{5} + \delta \cdot Q = 1 \cdot h_{0}^{\text{CO}_{2}} + \delta \cdot W \cdot h_{0}^{\text{H}_{2}\text{O}}, \\ (1-\delta) \cdot (h_{5} - h_{4}) = 1 \cdot (h_{1}^{\text{CO}_{2}} - h_{2}^{\text{CO}_{2}}) + \delta \cdot W \cdot (h_{1}^{\text{H}_{2}\text{O}} - h_{2}^{\text{H}_{2}\text{O}}), \\ h_{2}^{\text{H}_{2}\text{O}} = f(t_{\text{Hac}}(p_{1}); \ p_{1}), \\ h_{2}^{\text{CO}_{2}} = f(t_{4}; \ p_{1}), \\ h_{3} = f(t_{3} = 20 \,^{\circ}\text{C}; \ p_{1}), \\ h_{4} = f(s_{3}; \ p_{0}). \end{cases}$$
(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 CO_2 ; 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:

$$H = (h_0^{\text{CO}_2} - h_1^{\text{CO}_2}) + (h_0^{\text{H}_2\text{O}} - h_1^{\text{H}_2\text{O}}) \cdot W \cdot \delta.$$
 (6)

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

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

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

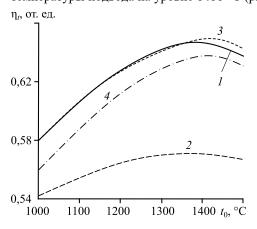
| Таблиц | a 1 |
|---|-----|
| Начальные и расчетные характеристики различных вариантов исполнения цикла | |

| Наименование параметра | Размерность . | Вариант № | | | |
|---|---------------|-----------|------|-------|------|
| Паименование параметра | | 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 от цикла (окружающей среды) | °C | 20 | | | |
| Температура CO ₂ на входе в первую и вторую ступени сжатия | °C | 20 | | | |
| Температура CO ₂ на входе в камеру сгорания (после регенератора) | °C | 713 | 617 | 658 | 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 °C (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.

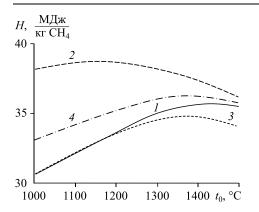


Рис. 4. Располагаемый теплоперепад, отнесенный к расходу топлива. Обозначения см. на рис. 3.

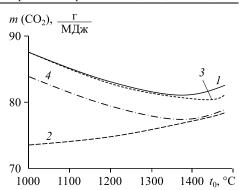


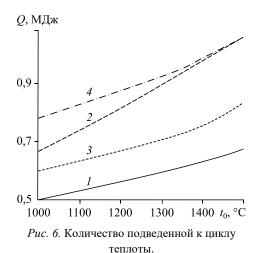
Рис. 5. Количество углекислого газа, выводимого из цикла в зависимости от температуры, при которой теплота подводится к циклу.

Обозначения см. на рис. 3.

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 шикле.

Для всех вариантов и во всем рассматриваемом диапазоне температур подвода теплоты вывод СО₂ 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 °C 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



Обозначения см. на рис. 3.

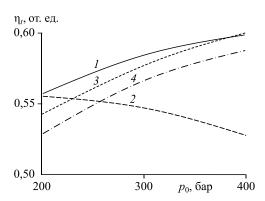


Рис. 7. Влияние начального давления на термический КПД. Обозначения см. на рис. 3.

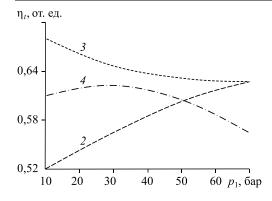


Рис. 8. Влияние конечного давления на термический КПД при p_0 = 300 бар, t_0 = 1250 °C. 2-4 — варианты исполнения цикла.

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 CO_2 . 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. 1d), что вызывает увеличение количества подводимой энергии. Максимум эффективности обеспечивается при конечном давлении на уровне 30 бар (рис. 8).

 $\begin{tabular}{ll} T аблица 2 \\ T емпература насыщения CO_2 в зависимости от давления \\ $(p_{\rm KP}=73.8~{\rm fap},~t_{\rm KP}=31~{\rm ^{\circ}C})$ \end{tabular}$

| | _ | | | | |
|--|-------|------|------|------|------|
| Давление CO ₂ , бар | 10 | 30 | 34,8 | 57,2 | 70 |
| Температура конденсации CO ₂ , °C | -40,2 | -5,5 | 0 | 20 | 28,7 |

Таблица 3 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 °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;

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.

Выволы

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 $1400~^{\circ}$ С. 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 CO_2 в зависимости от конфигурации цикла и температуры, при которой теплота подводится к циклу.
- 4. Вывод ${\rm CO_2}$ 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

- $\textbf{1. UNFCCC} \ adoption \ of \ the \ Paris \ agreement \ \textit{// Conf.} \ of \ the \ Particles. \ Report \ No. \ FCCC/CP/2015/L.9/Rev. \ 2015. \ 32 \ p.$
- 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.

^{**} в зависимости от абсолютного значения давления и конфигурации цикла.

- 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
- 8. 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» für Industriekraftwerke gefeuert mit Brenngasen aus Kohle- und Schwerölvergasung // VDI Berichte 1566, VDI Conf. Essen, Germany. 2000. 8 p.
- 10. 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.
- 12. 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.
- 14. 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.
- 15. 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.
- 16. 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.
- 19. 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.
- 20. 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.
- 23. 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.
- 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.