

Модель действительного цикла энергоустановки с реальногазовым рабочим телом

К.С. Егоров¹, А.Ю. Чирков¹, К.Б. Ганеев¹, Т.Р. Зуев¹

¹Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, 2-ая Бауманская 5, Москва, Россия, 105005

Аннотация. Рассматривается моделирование рабочего цикла энергоустановки замкнутого цикла с реальным газом. Исследованы свойства реального газа на примере диоксида углерода. Исследуются показатели действительного термодинамического цикла установки при работе на диоксиде углерода. Особое внимание уделяется моделированию теплообмена в регенераторе.

1. Введение

В диапазоне больших мощностей, как правило, используются паротурбинные и газотурбинные энергоустановки. Основным препятствием к применению паро- и газотурбинных установок малой мощности является низкая эффективность лопаточных машин в диапазоне малых мощностей. Возможным решением в этом случае является использование сверхкритических циклов диоксида углерода [1]. Актуальность моделирования термодинамических циклов и рабочих процессов связана с обоснованием эффективности таких установок и исходных данных для их проектирования.

С точки зрения теплофизических свойств особенность диоксида углерода заключается в значениях критических параметров: критическая температура $T_c = 31.1$ °С, критическое давление $p_c = 7.38$ МПа. Это дает возможность обеспечить передачу тепла в окружающую среду при максимально достижимых низких температурах, что увеличивает эффективность цикла. Различают два основных типа сверхкритических циклов на диоксиде углерода: (1) с конденсацией (аналогично сверхкритическому циклу Ренкина) и (2) без конденсации (область состояний рабочего тела находится полностью над кривой насыщения (в однофазной области), аналогично циклу Брайтона, но с учетом существенного изменения теплофизических свойств диоксида углерода в районе критической точки [2, 3]. В обоих случаях работа компрессора существенно ниже работы расширительной машины (аналогично циклу Ренкина), что отличает сверхкритические циклы на диоксиде углерода от циклов Брайтона с рабочим телом, близким по свойствам к идеальному газу.

Существенной особенностью сверхкритических циклов на диоксиде углерода является наличие регенеративного теплообмена. Это позволяет получить термодинамический КПД на уровне 50 %. Одновременно с этим оптимальное значение степени повышения давления в компрессоре π невелико ($\pi < 3$), что существенно упрощает конструкцию компрессора (как для циклов с конденсацией, так и без конденсации). Допустимый уровень КПД компрессора сравнительно низок, т.к. величина работы компрессора существенно ниже работы расширительной машины.

В рассматриваемых циклах величина нижнего давления составляет порядка 7.5 МПа (выше критического), верхнего – порядка 220 атм. Низкая степень расширения сверхкритических циклов приводит к существенному упрощению расширительной машины по сравнению с паровым циклом Ренкина. Как сжатие, так и расширение может быть произведено в одноступенчатой машине.

Для тестирования работы тепловых энергетических установок, работающих на сверхкритических циклах диоксида углерода, были созданы экспериментальные установки, в частности, IST (Naval Nuclear Laboratory, США) мощностью 100 кВт [5]. Ее испытания успешно продемонстрировали возможность использования сверхкритического цикла и эффективность системы управления на стационарных и переходных режимах [6]. Проведенные испытания не выявили недостатков, связанных с применением сверхкритического цикла на диоксиде углерода. Относительно низкая эффективность установки связывалась с низкой эффективностью работы малоразмерных турбомашин.

В связи с сильным изменением термодинамических свойств диоксида углерода (теплоемкость, сжимаемость и др.) в окрестности критической точки особую роль при моделировании циклов имеет уравнение состояния сверхкритической «жидкости». Различают два типа моделей уравнения состояния – специализированные и общие. Наиболее точным является способ расчета на основе специализированных моделей. Примером такой модели, используемой при расчете циклов на диоксиде углерода, является модель Спэна–Вагнера [7], на основании которой воспроизводятся данные по термодинамическим свойствам.

2. Модель термодинамического цикла и особенности регенерации теплоты

Резкое изменение теплоемкости диоксида углерода в окрестности критической точки вызывает снижение эффективности рекуперативного теплообмена, так как максимальная величина передаваемого тепла в случае различных теплоемкостей горячего и холодного потоков рабочего тела при равных массовых расходах ограничена наименьшей теплоемкостью, что приводит к невозможности регенерации при минимальном температурном напоре. Частичным решением в этом случае может быть применение так называемого рекомпрессора и разделение регенеративного теплообменника на две секции – высокотемпературную и низкотемпературную. Часть потока рабочего тела после выхода из расширителя и прохождения высокотемпературной и низкотемпературной секций направляется в рекомпрессор (минуя охлаждающий теплообменник), сжимается и направляется на вход высокотемпературного регенератора. Другая часть потока после выхода из низкотемпературного рекуператора направляется в охлаждающий теплообменник и на вход главного компрессора, далее в низкотемпературный регенератор. Соединение потоков происходит на входе в высокотемпературный регенератор (поток рекомпрессора через низкотемпературный теплообменник не проходит).

В случае функционирования энергетической установки при верхней температуре 700 °С и нижней температуре 37 °С термодинамический КПД цикла без рекомпрессии (только регенерация) составляет около 42 %. Цикл с рекомпрессором и разделением потоков может иметь КПД до 50 % [1]. Хотя увеличение КПД на 8% представляется весьма существенным с точки зрения работы крупных энергоустановок, но для установок небольшой мощности (уровня 100 кВт) наряду с топливной экономичностью большую роль играют низкая первоначальная стоимость и стоимость эксплуатации. Наличие рекомпрессора существенно увеличивает стоимость установки. Также это усложняет систему управления установки в связи с необходимостью контроля взаимной работы основного компрессора и рекомпрессора и взаимной работы высокотемпературной и низкотемпературной секций рекуператора. Все это приводит к увеличению эксплуатационных расходов. Предполагается, что в случае применения регенеративного цикла без рекомпрессии повешенные топливные расходы будут в значительной мере компенсироваться за счет снижения первоначальной стоимости установки и эксплуатационных расходов.

Для расчета термодинамических свойств были рассмотрены несколько уравнений состояния. Результаты сравнения точности уравнений состояния при околокритических параметрах проиллюстрированы на рисунке 1. В таблице 1 приведены отклонения расчетных значений энтальпии от эталонных значений, соответствующих базе данных NIST.

Отметим, что для термодинамических свойств, содержащих производные, лучше подходит уравнение Редлиха–Квонга–Соаве. Однако значения теплоемкости, полученные с использованием этого уравнения, в два раза меньше эталонных. При расчете таких функций состояния как энтальпия, уравнение Ли–Кеслера показывает хорошую точность. Свойства, рассчитанные с помощью уравнения Спэна–Вагнера, существенно отличаются от свойств, рассчитанных по другим уравнениям состояния.

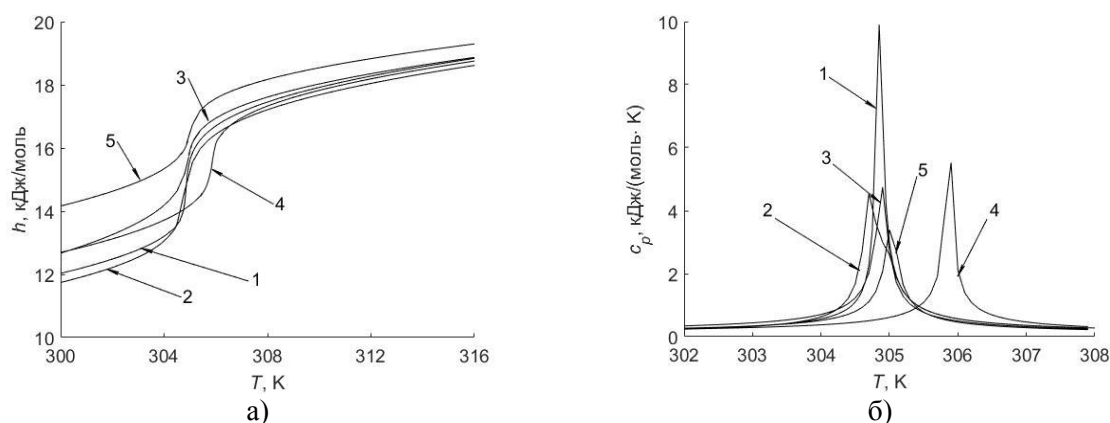


Рисунок 1. Молярная энтальпия (а) и изобарная теплоемкость (б) в зависимости от температуры при давлении 7.5 МПа по различным уравнениям состояния: 1 – Спэн–Вагнер, 2 – Ли–Кеслер, 3 – Редлих–Квонг–Соаве, 4 – Ли–Эрбар–Эдмистер, 5 – Редлих–Квонг.

Таблица 1. Отклонение значений энтальпии от эталонных.

	$T = 305 \text{ K},$ $p = 12 \text{ МПа}$	$T = 310 \text{ K},$ $p = 12 \text{ МПа}$	$T = 316 \text{ K},$ $p = 7.5 \text{ МПа}$
Ли–Кеслер	2.27 %	2.07 %	0.75 %
Редлих–Квонг–Соаве	2.18 %	2.63 %	0.53 %
Ли–Эрбар–Эдмистер	3.86 %	3.02 %	0.53 %
Редлих–Квонг	14.69 %	13.44 %	2.93 %

На рис. 2 приведены схема энергоустановки [8] и сверхкритического CO_2 -цикла с повторным сжатием (рекомпрессией). Площади под кривыми 2–а и d–4 соответствуют регенерированной теплоте. Как можно видеть, средняя температура в процессе 2–а больше чем в процессе d–4 даже при предельной регенерации. Эту разницу температур можно назвать избыточным температурным напором. В силу сильного отличия средних температур горячего и холодного потоков в регенераторе предельная регенерация в таком цикле сопровождается ненулевым (как в идеальном газовом цикле Брайтона), а конечным температурным напором. Избыточный температурный напор может составлять несколько десятков градусов, что превышает потребности для организации теплообмена в регенераторе. С другой стороны, при этом возможно уменьшить размерности регенеративного теплообменника. Проблема избыточного температурного напора снимается в цикле с рекомпрессией, но наличие рекомпрессора, как уже было сказано, нежелательно с точки зрения стоимости установки.

3. Результаты моделирования

На рисунке 3 изображены зависимости термодинамического КПД от степени повышения давления в компрессоре π . Как можно видеть, при $\pi > 3$ КПД сверхкритического цикла увеличивается слабо. Более того, при высоких степенях повышения давления сказывается

сильное влияние эффективности компрессора, и КПД действительного цикла установки снижается. На рисунке 4 показано отношение работы сжатия к работе расширения. С учетом конечных КПД компрессора (около 80 %) и турбины (90 %) эта величина не должна быть большой (при указанных условиях не больше 0.7). Как можно видеть, по данной величине сверхкритический цикл является наиболее выгодным. Кроме того, сверхкритический цикл обладает наибольшей удельной работой цикла.

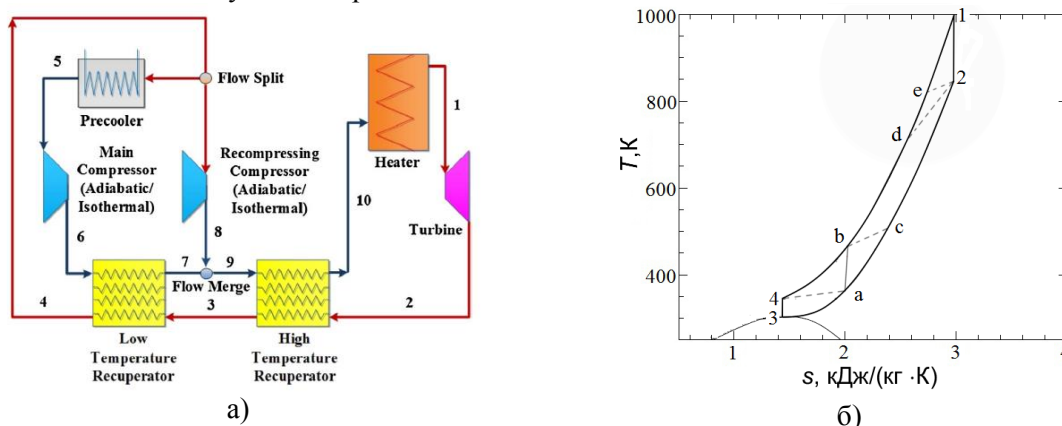


Рисунок 2. Схема энергоустановки [8] (а) и сверхкритического CO₂-цикла с повторным сжатием (рекомпрессией) (б).

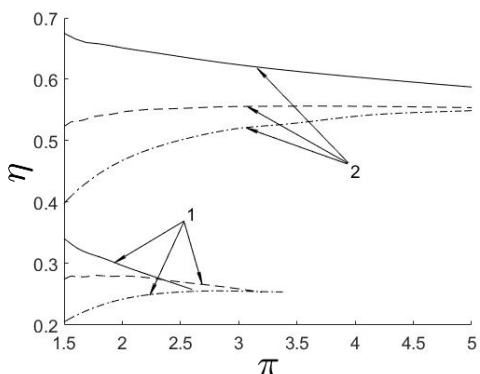


Рисунок 3. Зависимость КПД циклов Брайтона (————), транскритического (— — —) и сверхкритического (— · — · — ·) с регенерацией от степени повышения давления π при температурах на входе в турбину: 1 – $T_1 = 500$ К, 2 – $T_1 = 1000$ К.

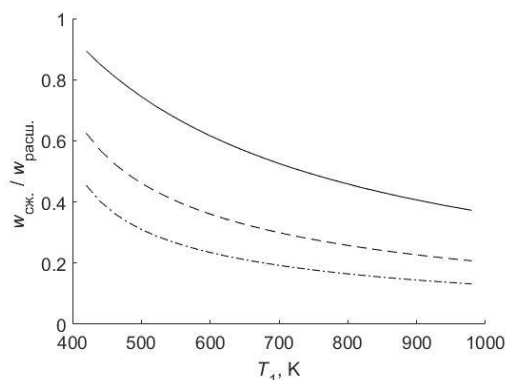


Рисунок 4. Зависимость отношения работы компрессора к работе турбины от температуры на входе в турбину для циклов Брайтона (————), транскритического (— — —) и сверхкритического (— · — · — ·) при $\pi = 2.7$.

КПД циклов с рекомпрессией выше благодаря возможности использования меньшего температурного напора в теплообменнике. С повышением верхней температуры КПД цикла с повторным сжатием превышает КПД цикла Брайтона при одном и том же температурном напоре. Расчеты показали, что применение рекомпрессора повышает КПД цикла при предельной регенерации с 40 до 47 %. Степень регенерации сверхкритического цикла с повторным сжатием слабее зависит среднего температурного напора по сравнению с простым циклом.

4. Заключение

Как показал анализ, некоторые уравнения состояния могут быть использованы для качественного описания свойств при околокритических параметрах, однако их точность несравнимо меньше точности специализированных уравнений состояния (например, уравнения

Спэна–Вагнера в случае диоксида углерода). Сверхкритический цикл CO_2 обладает наименьшей работой сжатия и наибольшей работой. Моделирование продемонстрировало особенность регенерации теплоты, заключающуюся в наличии значительного среднего температурного напора даже при предельной регенерации (около 30 К у при $T_1 = 600$ К). Такой избыточный температурный напор означает снижение эффективности цикла в следствие эксергетических потерь, но использование повторного сжатия не всегда оправдано из-за увеличения размеров регенератора и повышения стоимости установки.

5. Литература

- [1] Brun, K. Fundamentals and applications of supercritical carbon dioxide (sCO_2) based power cycles / K. Brun, P. Friedman, R. Dennis. – Woodhead Publishing, 2017.
- [2] Feher, E.G. The supercritical thermodynamic power cycle // *Energy Conversion*. – 1968. – Vol. 8. – P. 85-90.
- [3] Angelino, G. Carbon dioxide condensation cycles for power production // *Journal of Engineering for Power*. – 1968. – Vol. 90. – P. 287-295.
- [4] Hexemer, M.J. Supercritical CO_2 Brayton cycle integrated system test (IST) trace model and control system design // *Supercritical CO_2 Power Cycle Symposium*. – Boulder, 2011.
- [5] Clementoni, E.M. Startup and operation of a supercritical carbon dioxide Brayton cycle / E.M. Clementoni, T.L. Cox, C.P. Sprague // *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 2014. Vol. 136(7). – P. 071701.
- [6] Clementoni, E.M. Off-nominal component performance in a supercritical carbon dioxide Brayton cycle / E.M. Clementoni, T.L. Cox, M.A. King // *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. – 2016. – Vol. 138(1). – P. 011703.
- [7] Span, R. A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa / R. Span, W. Wagner // *Journal of Physical and Chemical Reference Data*. – 1996. – Vol. 25(6). – P. 1509-1596.
- [8] Cheng, W.L. Global parameter optimization and criterion formula of supercritical carbon dioxide Brayton cycle with recompression / W.L. Cheng, W.X. Huang, Y.L. Nian // *Energy Conversion and Management*. – 2017. – Vol. 150. – P.669-677.

Благодарности

Работа выполнена при частичной поддержке Минобрнауки РФ (госзадание № 13.5521.2017/БЧ) и РФФИ (проект № 17-08-01233).

Model of a real cycle of a power installation with a real-gas working fluid

K.S. Egorov¹, A.Yu. Chirkov¹, K.B. Ganeev¹, T.B. Zuev¹

¹Bauman Moscow State Technical University, Vtoraya Baumanskaya 5, Moscow, Russia, 105005

Abstract. The modeling of the working cycle of a closed cycle power installation with real gas is considered. The properties of a real gas are investigated using carbon dioxide as an example. The indicators of the real thermodynamic cycle of the installation when working on carbon dioxide are investigated. Particular attention is paid to the simulation of heat transfer in the regenerator.