

**Применение сверхкритических углекислотных циклов
в установках по утилизации промышленной теплоты**

02, февраль 2013

DOI: 10.7463/0213.0533901

Суровцев И. Г., Арбеков А. Н.

УДК 621.165

Россия, МГТУ им. Н.Э. Баумана

arbekov@power.bmstu.rudekane@power.bmstu.ru***Введение***

Исследования углекислоты как возможного рабочего тела замкнутых газотурбинных установок были начаты более 50 лет назад, в 60-х гг прошлого столетия. В Советском Союзе в Одесском институте холодильной промышленности по данному направлению работала группа под руководством проф. Д.П. Гохштейна [1, 2], среди иностранных авторов наиболее известны работы проф. Г. Анджелино [3, 4]. Целью указанных исследований являлось определение возможности и целесообразности создания ядерных энергетических установок с данным теплоносителем. Предполагалось, что дальнейшее развитие АЭС с реакторами первого и второго поколений, охлаждаемыми углекислым газом (MAGNOX, AGR) и с паровыми турбинами, будет связано с созданием одноконтурных ядерных газотурбинных установок.

Основными достоинствами углекислоты как рабочего тела энергетических установок являются приемлемые значения КПД при относительно низких температурах (до 700° С), а также компактность турбомашин, связанная с высокими давлениями в контуре. Одновременно проявляется такой недостаток, как большие размеры теплообменных аппаратов. Обе группы исследователей получили сходные результаты, которые не выявили решающих преимуществ углекислоты перед другими возможными теплоносителями ядерных ЭУ, и в то время работы дальнейшего развития не получили.

В последнее десятилетие вновь появились публикации, возродившие интерес к данному теплоносителю. Прежде всего это работы Dostal et al. [5], где в результате критического рассмотрения предшествующих результатов сделаны выводы о

возможности применения CO_2 в ядерных установках. При этом основное внимание уделено термодинамическим циклам при сверхкритических давлениях рабочего тела. С другой стороны, реакторы, охлаждаемые углекислым газом, в настоящее время не разрабатываются. Поэтому логичным выглядит предложение Корейского Института Ядерных исследований (KAERI) об использовании подобной турбоустановки в качестве второго контура АЭС с реактором на быстрых нейтронах, охлаждаемым жидким натрием [6].

В совместной работе НИИ механики МГУ и МЭИ (ТУ) показана возможность использования сверхкритического цикла в углекислотных газотурбинных установках (ГТУ) небольшой мощности (несколько мегаватт), утилизирующих теплоту выхлопных газов промышленных установок [7]. При этом предполагается, что начальная температура источника теплоты не превышает $520\text{ }^\circ\text{C}$.

Известно, что при столь низких температурах перед турбиной наибольший КПД, как правило, достигается в циклах с конденсацией рабочего тела, однако при использовании углекислоты для обеспечения конденсации необходимо наличие охлаждающей воды с низкой температурой (около $10\text{ }^\circ\text{C}$). Поэтому ряд авторов [7] предлагает осуществлять сжатие теплоносителя в газовой фазе, но вблизи критических параметров, что заметно снижает работу компрессора, доля которой в работе турбины не превышает 20-30 %. Это ставит предлагаемый цикл как бы в промежуточное положение между циклом с конденсацией и классическим циклом Брайтона. В этом случае углекислотная утилизирующая установка должна оказаться компактнее и дешевле паротурбинной установки одинаковой мощности. Целью настоящего исследования является выработка рекомендаций по выбору схемы утилизационной газотурбинной установки, работающей на углекислом газе сверхкритических параметров, на основе анализа их циклов и схем.

1 Особенности оптимизации утилизационных установок

Критерии выбора параметров утилизирующей установки отличаются от критериев, принятых при оптимизации энергетических машин. Если в последнем случае фактором, определяющим выбор схемы и параметров, как правило, является получение максимального КПД, то для утилизирующей установки основным является получение максимально возможной мощности от энергии потока газа низкого давления, выбрасываемого в атмосферу энергетической или технологической установкой. В этом случае дополнительная энергия определяется производением энергии, отобранной от выхлопных газов, на величину КПД утилизирующей установки.

Поскольку оба параметра обычно жестко связаны между собой, возникает необходимость оптимизации.

Баланс теплоты в теплообменнике-утилизаторе запишем в виде

$$C_{p1}(T_{ax1} - T_{вых1}) = gC_{p2}(T_{Г} - T_{p}), \quad (1)$$

где индексы 1 и 2 относятся соответственно к греющему газу и рабочему телу утилизирующей установки (в данном случае CO_2). Величина g - это секундный расход CO_2 , отнесенный к 1 кг/с греющего газа.

Дополнительная мощность, получаемая в утилизирующей установке

$$N_{ут} = gC_{p2}(T_{Г} - T_{p})\eta_{e2}, \quad (2)$$

где η_{e2} – К.П.Д. утилизирующей установки.

Содержание формул (1) и (2) определяет логику оптимизации. В углекислотных установках повышение К.П.Д. обеспечивается за счет развитой системы регенерации теплоты, другими словами рост К.П.Д. сопровождается увеличением температуры T_p и, соответственно, увеличением температуры $T_{вых1}$, что, в свою очередь, уменьшает количество теплоты, поступающей в утилизирующую установку. В результате необходим поиск компромиссного варианта, позволяющего получить наибольший эффект.

2. Анализ утилизационной углекислотной ГТУ

В качестве исходного варианта при исследовании утилизирующей установки принята простейшая ГТУ с регенерацией со сверхкритическими параметрами рабочего тела. В качестве максимального давления в большинстве вариантов исследуемых циклов было принято давление 200 бар, а минимальное давление являлось варьируемым параметром. Температура перед компрессором, работающим в сверхкритической области, принималась с некоторым запасом по отношению к критической температуре ($T_{кр}=304$ К), а именно: $T_a=310$ К.

Регенерация теплоты в углекислотных установках при указанных параметрах осуществляется в условиях, когда теплоёмкость нагреваемого газа высокого давления выше теплоёмкости греющего газа низкого давления. Это приводит к существенной неравномерности температурного напора по длине регенератора, причем минимальный температурный напор располагается на его холодном конце. В приведенных ниже расчетах параметры регенератора задавались величиной температурного напора на холодном конце регенератора равной 15 К.

На рис. 1 показано изменение КПД углекислотного цикла и величины удельной дополнительной мощности $N_{ут}$ в зависимости от минимального давления в цикле. Температура перед турбиной принята 773 K , что соответствует температурному напору на горячем конце теплообменника-утилизатора 20 K . Аномальное изменение свойств рабочего тела вблизи критической области определяет немонотонный характер кривой $N_{ут}$ вблизи давления 90 бар .

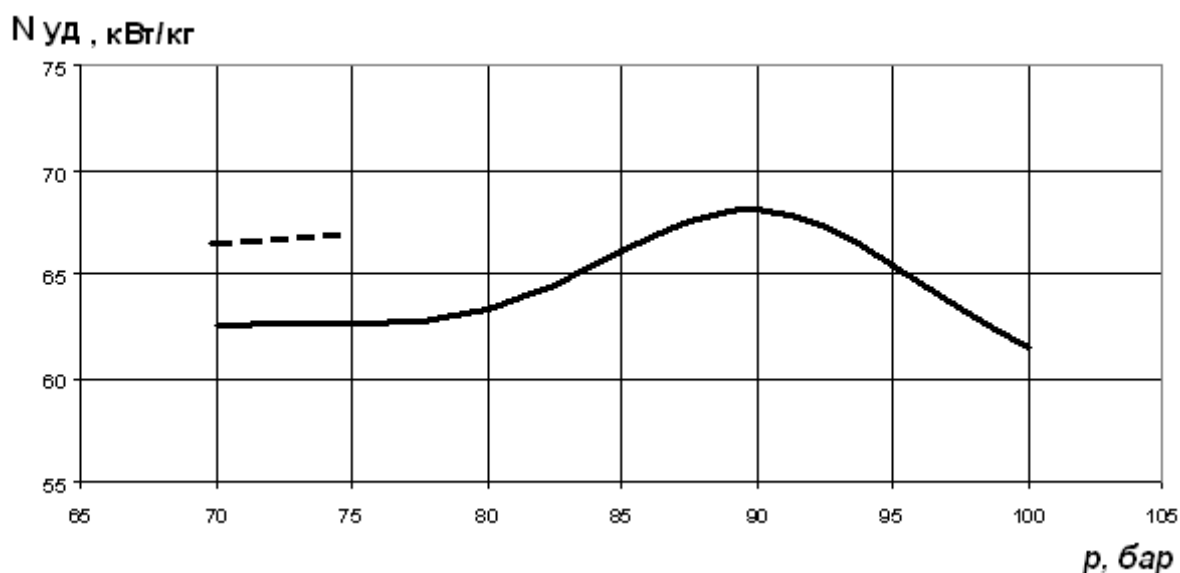


Рис. 1. Зависимость удельной мощности утилизационной установки от минимального давления в цикле, $p_{max} = 200\text{ бар}$, $T_{max} = 773\text{ K}$, $T_{min} = 310\text{ K}$.

Штриховые линии соответствуют минимальной температуре 305 K

Анализ графиков (рис. 1) показывает, что максимальное значение КПД цикла лишь немного превышает 30% . Если при таком КПД преобразовать весь запас теплоты, содержащийся в греющем газе, то полученная мощность более чем вдвое превысила бы значения $N_{ут}$, полученные для простейшей схемы. Указанный недобор мощности объясняется, в первую очередь, недоохлаждением греющего газа из-за высокой температуры CO_2 при выходе из регенератора, которая во всех вариантах составляет $580\text{--}595\text{ K}$. В результате греющий газ охлаждается менее чем на 200 K и его запас теплоты недоиспользуется.

Отметим, что при давлении 70 бар можно принимать температуру начала сжатия не 310 K , а 305 K , без опасения попадания в двухфазную область диаграммы при несанкционированном отклонении параметров установки от расчетных. КПД и дополнительная мощность при этом увеличиваются (штриховые линии на рис. 1), но последняя не превышает максимальных значений, полученных для данной схемы.

Простейшим способом доохлаждения греющего газа является уменьшение степени регенерации в углекислотном цикле вплоть до полного отказа от регенерации. При этом количество теплоты, отводимой от греющего газа, возрастает, но опережающим темпом падает КПД преобразования. В результате мощность N_e не увеличивается и даже падает, а дополнительно подведенная к углекислому газу теплота бесполезно сбрасывается в окружающую среду через газоохладитель.

В [7] предложено для увеличения мощности утилизирующей установки понизить температуру перед турбиной! При этом изменятся все составляющие, входящие в правую часть уравнения (2). КПД преобразования η_{e2} естественно уменьшится, разность температур $T_T - T_p$ изменится слабо, поскольку температура T_p при неизменных параметрах на холодном конце регенератора зависит только от изменения температуры за турбиной, изменение которой пропорционально изменению T_T . А вот относительный расход углекислоты g увеличится в соответствии с уравнением (1), поскольку разность температур по греющему газу возрастает по сравнению с разностью температур по углекислоте.

На графике (рис. 2) показано изменение удельной мощности $N_{уд}$ при изменении температуры T_T перед углекислотной турбиной и давления p_T за ней. Из графика следует, что максимальная мощность утилизирующей установки получается при температуре $T_T = 600-650$ К, т.е. более низкой, чем может быть достигнута при заданной температуре греющего газа.

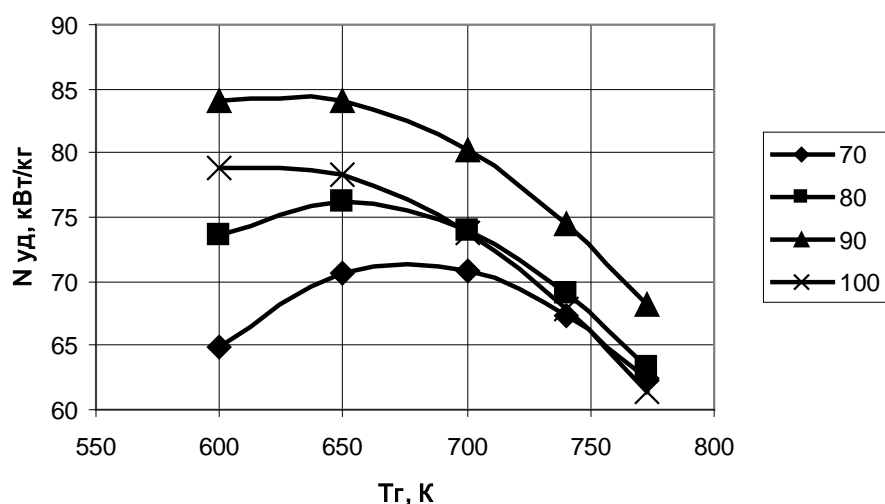


Рис. 2. Влияние температуры перед турбиной и давления за турбиной на величину удельной мощности установки ($p_{max} = 200$ бар)

При сравнении показателей энергетических установок часто принимают условие равенства величины теплообменной поверхности регенератора в сопоставляемых

вариантах. В данной работе, как уже было сказано, задан неизменным температурный напор на холодном конце регенератора. Результаты оценочных расчетов поверхности регенератора, отнесенной к единице получаемой мощности, приведены на графике (рис. 3).

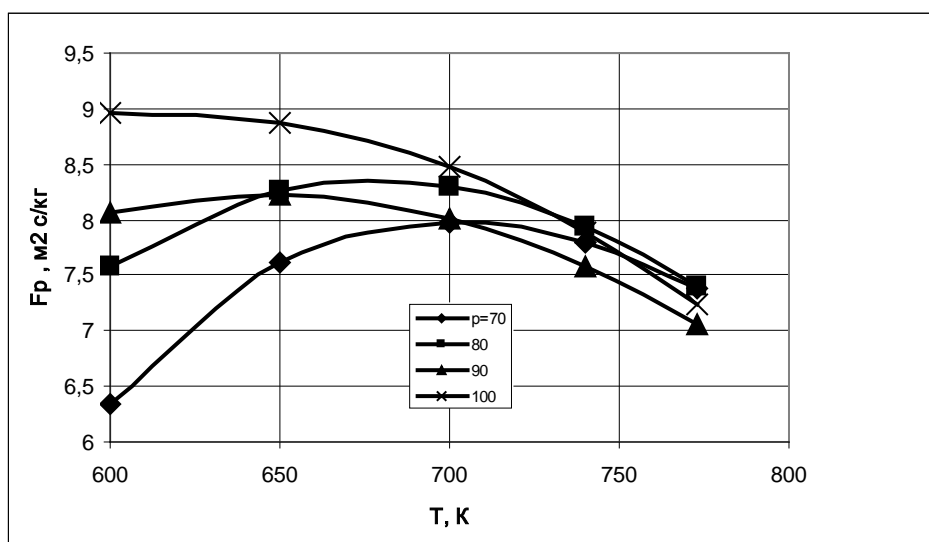


Рис. 3. Зависимость удельной поверхности регенератора от параметров установки

Здесь за единицу принята относительная поверхность при $T_r = 773 \text{ К}$ и $p_r = 90 \text{ бар}$. Как следует из графика, различие полученных значений поверхности лежит в пределах 20 %, что, учитывая приближенность выполненных расчетов, можно считать приемлемым отклонением от стандартной методики анализа.

3. Исследование схем углекислотной ГТУ с параллельно включенными турбинами

В простейшей установке, работающей при температуре перед углекислотной турбиной 773 К , температура греющего газа после нагревателя превышает 600 К . Ранее было показано, что такая температура является вполне приемлемой в качестве верхней температуры сверхкритического углекислотного цикла, поэтому логично последовательно с первой подключить вторую, более низкотемпературную установку и получить таким способом дополнительную мощность. При этом некоторые элементы установки – компрессор, газоохладитель, низкотемпературная часть регенератора – у двух установок будут работать при одинаковых параметрах и потому могут быть объединены. В результате рождается схема с разделением потоков, каждый из которых нагревается в своем теплообменнике, а затем расширяется в турбинах, работающих параллельно (рис. 4). Из балансовых соотношений получается, что массовый расход через параллельно работающие турбины приблизительно одинаков.

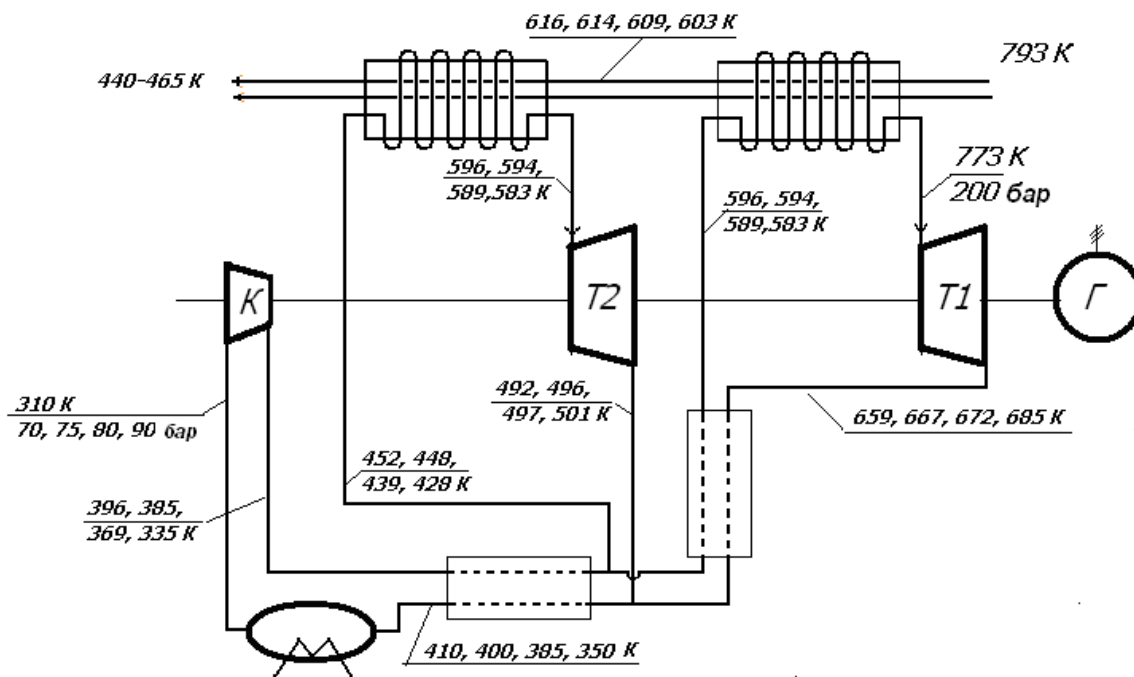


Рис. 4. Схема установки с двумя параллельными турбинами

На рис. 5 приведены результаты расчета данной схемы, причем по аналогии с исследованием простой схемы рассмотрены варианты с пониженной температурой перед турбиной T_1 . Из графика следует, что предлагаемое усовершенствование схемы приводит к увеличению полезной мощности приблизительно в 1,5 раза. Изменение максимальной температуры цикла в диапазоне от 700 до 773 K на эффективность установки заметного влияния не оказывает, но сохраняется влияние минимального давления.

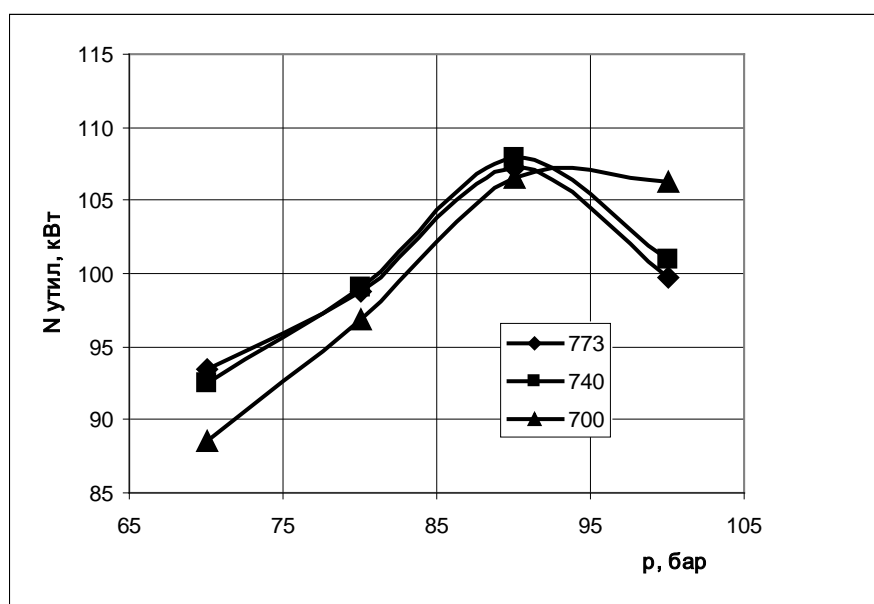


Рис. 5. Зависимость удельной мощности установки с двумя параллельными турбинами от температуры перед турбиной и давления за турбиной ($p_{\max} = 200$ бар)

Из параметров, указанных на рис. 4, видно, что температура греющего газа даже после второго нагревателя остается достаточно высокой, что позволяет использовать третий теплообменник, утилизирующий остаточную теплоту в третьей турбине, работающей параллельно с двумя первыми и сбрасывающей газ непосредственно в газоохладитель (рис. 6). Рабочее тело, таким образом, после компрессора разбивается на три параллельных потока последовательно понижающих температуру греющего газа до 350-400 К.

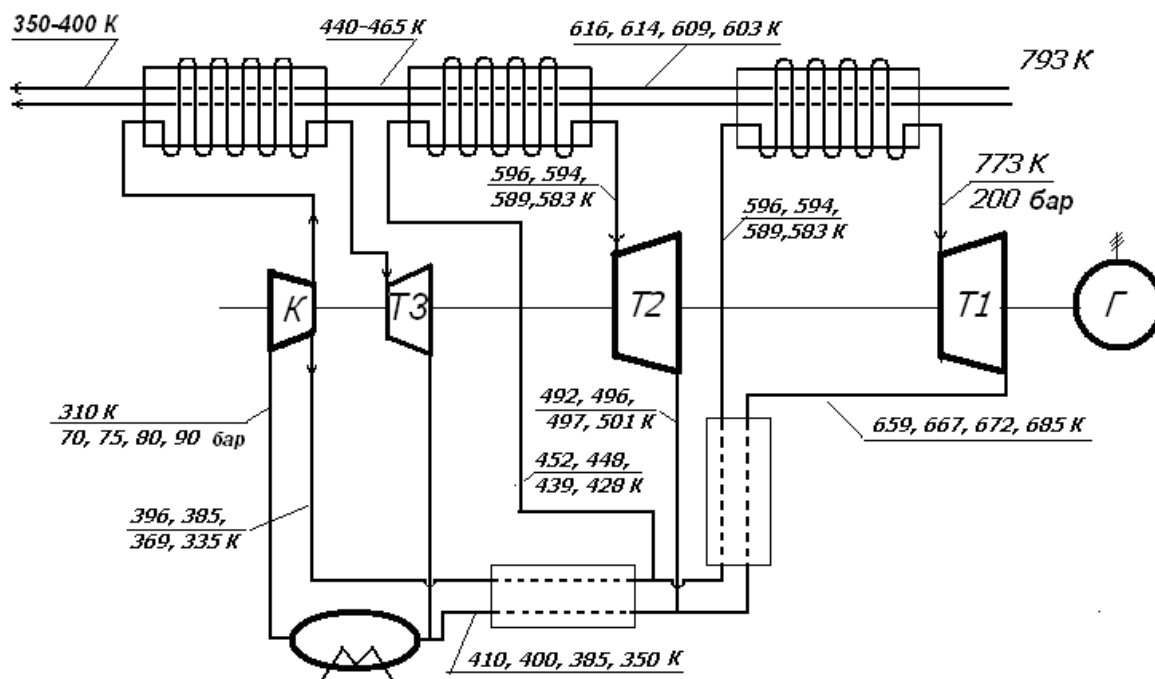


Рис. 6. Схема установки с тремя параллельными турбинами

На рис. 7 показано сравнение мощности утилизирующих установок, реализованных по схемам с одной, двумя и тремя параллельно работающими турбинами. Температура газа перед первой турбиной одинакова – 773 К.

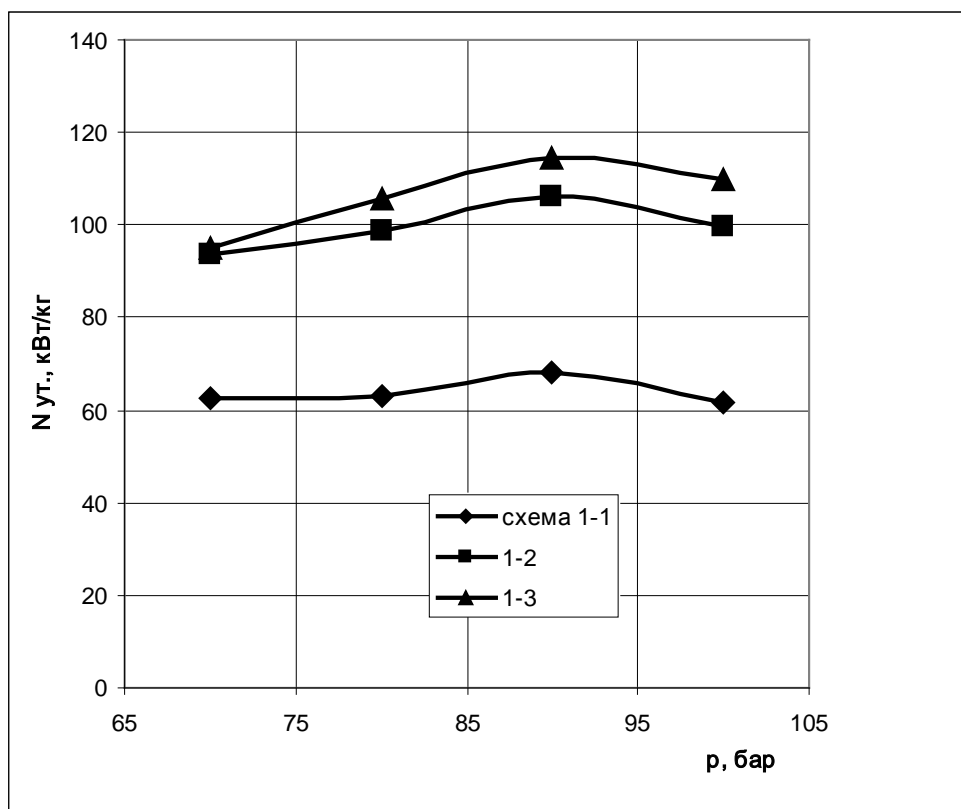


Рис. 7. Сравнение удельной мощности рассмотренных установок

Из графика следует, что установка третьей утилизирующей турбины может оказаться целесообразной, когда давление за турбинами принимается более 80 бар, а дополнительный прирост мощности составляет около 10 %.

Заключение

Предлагаемые схемы параллельного включения турбин позволяют преобразовать приблизительно 2/3 от величины максимальной располагаемой мощности, тогда как простой сверхкритический цикл даёт лишь половину этой величины.

Выбор реализации одно-, двух- или трехпоточной ГТУ зависит от конкретных условий применения и должен быть в результате технико-экономического анализа.

Список литературы

1. Циклы и тепловые схемы АЭС с высокотемпературными реакторами / под ред. Д.П. Гохштейна и В.С.Кирова. Киев: Вища школа, 1983.
2. Гохштейн Д.П., Верхивкер Г.П. Анализ тепловых схем АЭС. Киев: Вища школа, 1977. 240 с.

3. Angelino G. Carbon Dioxide Condensation Cycles for Power Production // ASME Paper. 1968. No. 68-GT-23. P. 287-295.
4. Angelino G. Real Gas Effects in Carbon Dioxide Cycles // ASME Paper. 1969. No. 69-GT-103. 12 p.
5. Dostal V., Driscoll M.J., Hejzlar P. A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors. MIT-ANT-TR-100, March 2004. 326 p.
6. Jae-Eun Cha, Tae-Ho Lee, Jae-Hyuk Eoh. Et al. Development of a Supercritical CO₂ Bryton Energy Conversion System Coupled with a Sodium Cooled Fast Reactor // Nuclear Engineering and Technology. October 2009. Vol. 41, no.8. P. 1025-1040.
7. Викулов А.П., Захарова Н.Е., Зотов С.И. и др. Энергетические установки малой мощности, работающие по рекомпрессионному циклу на CO₂ при сверхкритических параметрах // Вторая научно-практическая конференция «Повышение надежности и эффективности эксплуатации электрических станций и энергетических систем» (Москва, 4-6 июня 2012 г.) : труды. М.: НИУ МЭИ, 2012 . С. 354-356.

**Application of above-critical carbon-dioxide cycles
in the industrial heat recycling facilities**

02, February 2013

DOI: 10.7463/0213.0533901

Surovcev I.G., Arbekov A.N.

Bauman Moscow State Technical University, 105005, Moscow, Russian Federation

arbekov@power.bmstu.rudekane@power.bmstu.ru

The authors consider schemes of gas turbine power units with above-critical carbon dioxide parameters designed for industrial heat recycling at manufacturing enterprises or gas turbine electric power stations. An approach to selection of such schemes was formulated and justified. The authors propose multi-threaded variants of heat schemes for recycling facilities which allow to increase the coefficient of heat usage. Thermo dynamic cycles of carbon-dioxide above-critical gas turbine devices were investigated for the proposed schemes. Possibility of significant increase in the degree of utilized heat, up to 2/3 of the total amount of disposed heat, was demonstrated.

Publications with keywords: [carbon dioxide](#), [regeneration](#), [gas turbine unit](#), [supercritical parameters](#), [utilization plant](#)

Publications with words: [carbon dioxide](#), [regeneration](#), [gas turbine unit](#), [supercritical parameters](#), [utilization plant](#)

References

1. Gokhshtein D.P., Kirov V.S., eds. *Tsikly i teplovye skhemy AES s vysokotemperaturnymi reaktorami* [Cycles and the thermal circuit of NPP with high-temperature reactors]. Kiev, Vishcha shkola, 1983.
2. Gokhshtein D.P., Verkhivker G.P. *Analiz teplovykh skhem AES* [Analysis of thermal schemes of NPP]. Kiev, Vishcha shkola, 1977. 240 p.
3. Angelino G. Carbon Dioxide Condensation Cycles for Power Production. *ASME Paper*, 1968, no. 68-GT-23, pp. 287-295.
4. Angelino G. Real Gas Effects in Carbon Dioxide Cycles. *ASME Paper*, 1969, no. 69-GT-103, 12 p.
5. Dostal V., Driscoll M.J., Hejzlar P. *A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors*. MIT-ANT-TR-100, March 2004. 326 p.

6. Jae-Eun Sna, Tae-No Lee, Jae-Nyuk Eoh, Et al. Development of a Supercritical CO₂ Bryton Energy Conversion System Coupled with a Sodium Cooled Fast Reactor. *Nuclear Engineering and Technology*, October 2009, vol. 41, no.8, pp. 1025-1040.
7. Vikulov A.P., Zakharova N.E., Zotov S.I., et al. Energeticheskie ustanovki maloi moshchnosti, rabotaiushchie po rekompresionnomu tsiklu na CO₂ pri sverkhkriticheskikh parametrakh [The power plants of small capacity, working on recompression cycle on CO₂ at supercritical parameters]. *Vtoraia nauchno-prakticheskaiia konferentsiia «Povyshenie nadezhnosti i effektivnosti ekspluatatsii elektricheskikh stantsii i energeticheskikh sistem» : trudy* [Proc. of the second scientific-practical conference «Increase of reliability and efficiency of operation of electric power stations and energy systems»]. Moscow, 4-6 June 2012, Moscow, NIU MEI Publ., 2012, pp. 354-356.