

УДК 621.45.026

ЭФФЕКТИВНОСТЬ РЕГЕНЕРАТИВНОГО ЦИКЛА БРАЙТОНА С ПЕРЕМЕННЫМИ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИМИ СВОЙСТВАМИ РАБОЧЕГО ТЕЛА. ЧАСТЬ 1

Халатов А.А., академик НАН Украины, **Северин С.Д.**, канд. техн. наук, **Ступак О.С.**

Институт технической теплофизики НАН Украины, ул. Желябова, 2а, Киев, 03680, Украина

<https://doi.org/10.31472/ttpe.2.2019.1>

Прагнення до підвищення термодинамічної ефективності енергетичних машин і установок у зараз призводить до широкого використання газотурбінних установок з регенерацією теплоти в циклі. Такі установки застосовуються в якості енергетичних і транспортних ГТУ, а також в якості блоків перетворення енергії перспективних атомних електростанцій четвертого покоління. У даній роботі розглядається термодинамічна ефективність ідеального циклу Брайтона з регенерацією теплоти з постійними теплофізичними властивостями робочого тіла, а також циклу Брайтона з регенерацією теплоти і зволоженням робочого тіла на вході в турбіну (зі змінними теплофізичними властивостями робочого тіла). Показана непридатність порівняння термічного ККД циклу Брайтона з регенерацією теплоти і зволоженням робочого тіла на вході в турбіну з термічним ККД еквівалентного ідеального циклу Карно.

Стремление к повышению термодинамической эффективности энергетических машин и установок в настоящее время приводит широкому использованию газотурбинных установок с регенерацией теплоты в цикле. Такие установки находят применение в качестве энергетических и транспортных ГТУ, а также в качестве блоков преобразования энергии перспективных атомных электростанций четвертого поколения. В настоящей работе рассматривается термодинамическая эффективность идеального цикла Брайтона с регенерацией теплоты с постоянными теплофизическими свойствами рабочего тела, а также цикла Брайтона с регенерацией теплоты и увлажнением рабочего тела на входе в турбину (с переменными теплофизическими свойствами рабочего тела). Показана неприменимость сравнения термического КПД цикла Брайтона с регенерацией теплоты и увлажнением рабочего тела на входе в турбину с термическим КПД эквивалентного идеального цикла Карно.

The desire to increase the thermodynamic efficiency of power machines and units now leads to use of gas turbine units with heat recovery in the cycle. Such devices are used as power and transport GTUs, as well as energy conversion units for prospective fourth generation nuclear power plants. Thermodynamic efficiency of the ideal Brighton cycle with heat regeneration with constant thermophysical properties of the working fluid, as well as the Brighton cycle with heat recovery and the wetting of the working fluid at the inlet to the turbine (with variable thermophysical properties of the working fluid) is considered in this paper. The inapplicability of comparison of the thermal efficiency of the Brighton cycle with heat recovery and the wetting of the working fluid at the inlet to the turbine with the thermal efficiency of the equivalent ideal Carnot cycle is shown.

Библиогр. 6, рис. 3.

Ключевые слова: КПД, цикл Брайтона, регенерация теплоты, переменные теплофизические свойства рабочего тела. $\sigma_{рег}$ – степень регенерации теплоты в цикле; q – удельная теплота, [кДж/кг]; T – температура, [К]; h – энтальпия, [кДж/кг]; η_t – термический КПД; C_p – теплоёмкость, [кДж/кг К]; P^p – давление, [Па]; τ – температурный коэффициент; π – степень повышения давления; d – влагосодержание, [г/кг]; φ – коэффициент, характеризующий измененный изобарной теплоёмкости рабочего тела в цикле; k – показатель адиабаты.

Цикл Брайтона с регенерацией теплоты

$$\text{и } C_p = \text{const}$$

Рассмотрим энергетический цикл Брайтона с регенерацией теплоты. Регенерация теплоты в цикле Брайтона становится возможной в том случае, когда температура газов на выходе из турбины больше, чем температура воздуха на выходе из компрессора. В этом случае, появляется возможность установки теплообменника на выходе из турбины, в котором часть теплоты уходящих

газов можно передать более холодному воздуху, выходящему из компрессора. Этот теплообменник принято называть **регенератором теплоты** или **рекуператором**. Схема регенеративного цикла Брайтона представлена на рисунке 1.

Определим степень регенерации теплоты в цикле ($\sigma_{рег}$), как отношение действительного количества теплоты переданного в регенераторе воздуху за компрессором к максимально возможному количеству теплоты,

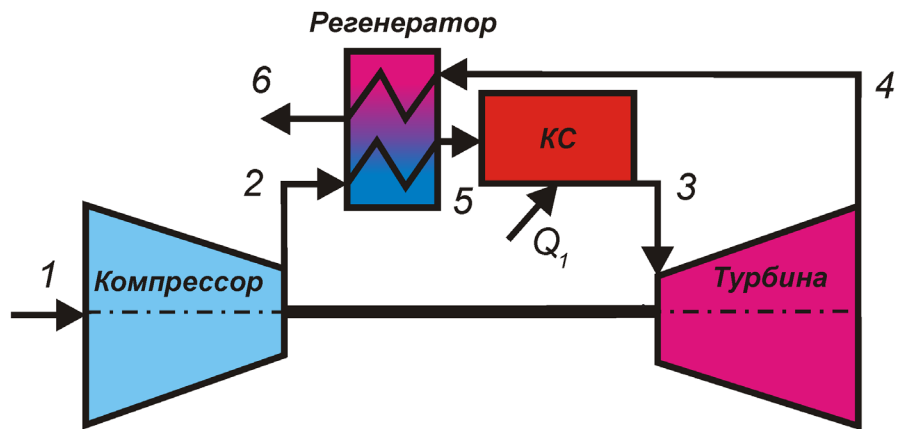


Рис. 1. Схема газотурбинной установки с регенерацией теплоты.

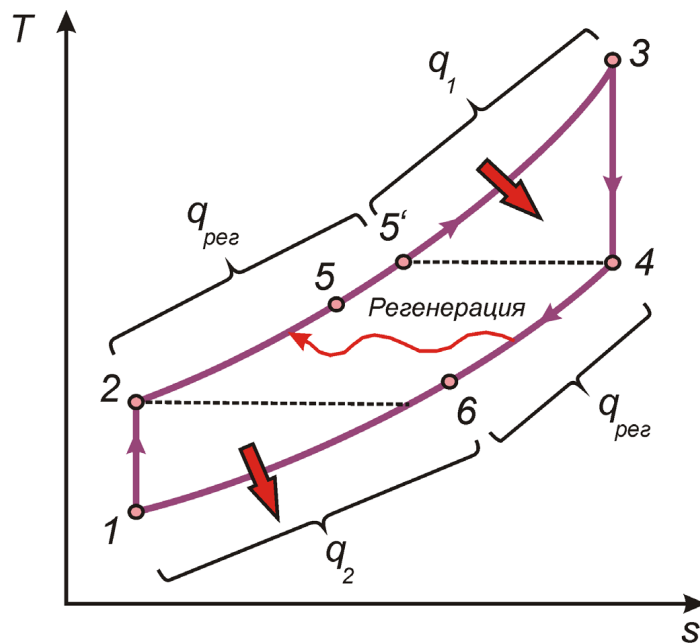


Рис. 2. T-s диаграмма цикла Брайтона с регенерацией теплоты.

которое теоретически могло бы быть возвращено в цикл (рис. 2):

$$\sigma_{рег} = \frac{h_5 - h_2}{h_4 - h_2} \quad (2)$$

$$\sigma_{рег} = \frac{q_{рег, действ}}{q_{рег, макс}} \quad (1)$$

Для идеальных газов с постоянной удельной теплоёмкостью степень регенерации цикла определяется выражением:

где

$$q_{рег} = h_5 - h_2; \quad q_{рег, макс} = h_{5'} - h_2 = h_4 - h_2.$$

$$\sigma_{рег} \cong \frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} \quad (3)$$

Таким образом, степень регенерации цикла Брайтона с регенерацией теплоты будет определяться из выражения [5]:

Используя метод анализа замкнутых циклов, и счи-

тая процессы передачи теплоты в цикле стационарными, термический КПД реального регенеративного цикла Брайтона найдём из следующего выражения:

$$\eta_{t,pez} \cong 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{h_6 - h_1}{h_3 - h_5} = 1 - \frac{C_{p6}T_6 - C_{p1}T_1}{C_{p3}T_3 - C_{p5}T_5}. \quad (4)$$

Из выражения (4) следует, что теплота, передаваемая рабочему телу в регенераторе, не входит в выражение для термического КПД, поскольку эта теплота не передаётся за пределы контура цикла.

Считая регенератор идеальным теплообменником ($\sigma_{pez} = 1$), и постоянной удельную теплоёмкость рабочего тела в процессах цикла, выражение для термического КПД регенеративного цикла будет иметь следующий вид:

$$\eta_{t,pez} = 1 - \frac{T_6 - T_1}{T_3 - T_5}. \quad (5)$$

Из принятого допущения $\sigma_{pez} = 1$ следует $\frac{T_5 - T_2}{T_4 - T_2} = 1$ и $T_5 = T_4$, а $T_6 = T_2$.

Тогда выражение для термического КПД регенеративного цикла можно записать в виде:

$$\eta_{t,pez} = 1 - \frac{T_2 - T_1}{T_3 - T_4} = 1 - \frac{T_1 \left(\frac{T_2}{T_1} - 1 \right)}{T_3 \left(1 - \frac{T_4}{T_3} \right)}. \quad (6)$$

Считая процессы 1-2 и 3-4 изэнтропическими, можно выразить отношения характерных температур через отношения давлений:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad \text{и} \quad \frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}}.$$

Поскольку в данном случае рассматривается идеальный цикл, в котором процессы подвода и отвода теплоты считаются изобарными, то в изобарных процессах 2-3 и 3-4 $P_2 = P_3$ и $P_1 = P_4$.

Отношение давлений $\pi = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_3}{P_4}$ представляет собой **степень повышения давления** в идеальном регенеративном цикле, а отношение температур $\tau = \frac{T_1}{T_3}$ – тем-

пературный коэффициент идеального регенеративного цикла [5].

Тогда с учетом введённых обозначений выражение для термического КПД идеального регенеративного цикла Брайтона можно представить в следующем виде:

$$\eta_{t,pez} = 1 - \tau \frac{\left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)}{\left(1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} \right)} = 1 - \tau \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}}. \quad (7)$$

Можно показать также, что для идеального цикла Брайтона без регенерации теплоты термический КПД цикла определяется выражением:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (8)$$

Как следует из выражений (7) и (8) термический КПД идеального цикла Брайтона зависит только от степени повышения давления в цикле, в то время, как термический КПД идеального регенеративного цикла Брайтона зависит от степени повышения давления в цикле и от температурного коэффициента цикла.

Возникает вопрос, в каких случаях значения термического КПД идеального регенеративного цикла Брайтона и обычного цикла Брайтона равны между собой? Для ответа на этот вопрос необходимо приравнять выражения (7) и (8):

$$\eta_{t,pez} = \eta_t; \quad 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}} = 1 - \tau \cdot \pi^{\frac{k-1}{k}},$$

откуда получим

$$\pi = \tau^{\frac{k}{2(k-1)}}. \quad (9)$$

Степень повышения давления, определяемая выражением (9), соответствует максимальной работе обычного цикла Брайтона. Для фиксированного значения

температурного коефіцієнта (τ) значення ступеня підвищення тиску більше, ніж визначені за виразом (9), призводять до того, що температура T_4 стає менше, ніж T_2 і регенерація теплоти в циклі стає неможливою.

Ефективність енергетических циклів прийнято порівнювати з ефективністю ідеального циклу Карно, термічний ККД якого визначається за виразом:

$$\eta_{t,k} = 1 - \frac{T_1}{T_3} = 1 - \tau. \quad (10)$$

Як відомо, ідеальний цикл Карно, що складається з рівноважних адиабатних процесів стиснення і розширення і ізотермічних процесів підводу (відводу) теплоти, визначає максимальне значення термічного ККД циклу при заданому значенні його температурного коефіцієнта (максимальної і мінімальної температур циклу).

На рисунку 3 представлені залежності термічного ККД регенеративного циклу Брайтона з незмінними теплофізическими властивостями робочого тіла від ступеня підвищення тиску в циклі для різних значень температурного коефіцієнта, розраховані за рівняннями (7) і (8).

Як видно з рисунка, в відмінність від залежності термічного ККД звичайного циклу Брайтона, термічний ККД регенеративного циклу Брайтона зменшується з ростом ступеня підвищення тиску в циклі і при збільшенні температурного коефіцієнта циклу. Причому, в усьому діапазоні зміни ступеня підвищення тиску в циклі (при $\pi > 1$) значення його термічного ККД менше, ніж значення ККД еквівалентного циклу Карно. Як випливає з виразу (7), при $\pi = 1$ термічний ККД регенеративного циклу Брайтона стає рівним ККД циклу Карно, а робота циклу при цьому дорівнює нулю. З рисунка також випливає, що більш високі значення термічного ККД регенеративного циклу Брайтона відповідають відносно невисоким значенням ступеня підвищення тиску в циклі.

Во другій частині статті буде розглянуто цикл Брайтона з регенерацією теплоти і $C_p = \text{const}$.

Висновки

Аналіз термодинамічної ефективності ідеального регенеративного циклу Брайтона з зволоженням робочого тіла на вході в турбину дозволяє зробити наступні висновки:

1. З ростом масового вмісту вологи робочого тіла на вході в турбину термічний ККД регенератив-

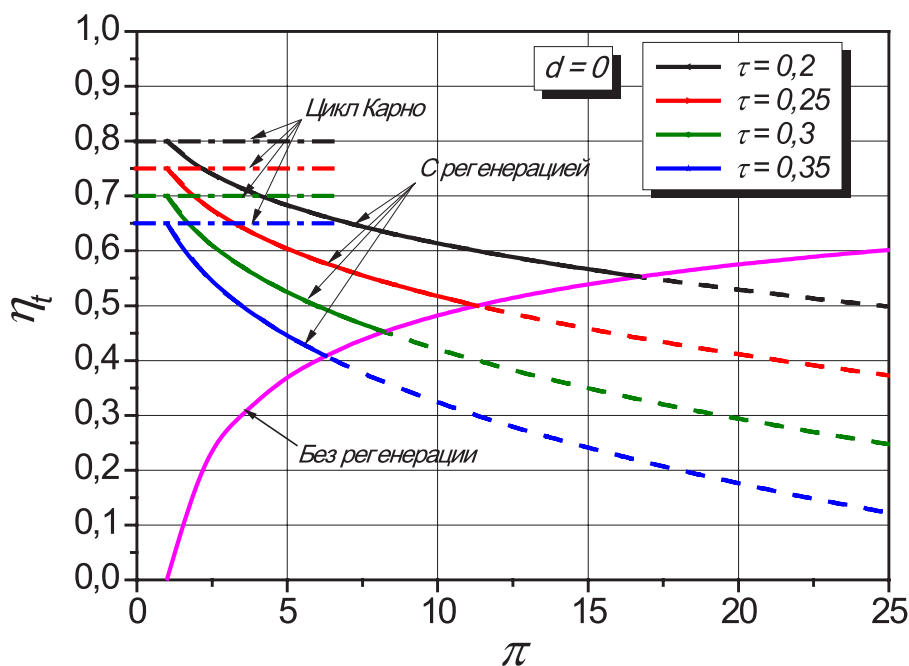


Рис. 3. Залежності термічного ККД регенеративного і простого циклів Брайтона з $C_p = \text{const}$ від ступеня підвищення тиску в циклі для різних значень температурного коефіцієнта.

ного цикла возрастает, и уменьшается с увеличением степени повышения давления в цикле.

2. Высокие значения термического КПД цикла ($\eta_t = 80...87\%$) можно достичь при сравнительно невысоких значениях степени повышения давления в цикле ($\pi < 5$) и высоких (до $d=0,5$) значениях массового влагосодержания рабочего тела на входе в турбину.

3. Показано, что при определённых условиях термический КПД регенеративного цикла с увлажнением рабочего тела на входе в турбину может быть больше, чем термический КПД эквивалентного идеального цикла Карно, что не противоречит второму закону термодинамики, поскольку условием реализации цикла Карно является неизменность теплофизических свойств рабочего тела в цикле. В этой связи, использование выражения для термического КПД идеального цикла Карно не применимо в качестве критерия оценки эффективности циклов энергетических установок с сильно меняющимися теплофизическими свойствами рабочего тела.

4. Показано также, что термический КПД регенеративного цикла с увлажнением рабочего тела на входе в турбину всегда ниже, чем термический КПД эквивалентного неравновесного цикла Карно с переменной удельной теплоёмкостью рабочего тела, что соответствует второму закону термодинамики.

5. Показано, что регенеративный цикл Брайтона с увлажнением рабочего тела перед турбиной можно представить в виде условного цикла с более высокой максимальной температурой цикла, которая в зависимости от величины массового влагосодержания рабочего тела может в 1,2...2,5 раза превышать действительную максимальную температуру цикла, что и обуславливает высокие значения его термического КПД.

ЛІТЕРАТУРА

1. *В.П. Бурдаков* Термодинамика: учебное пособие для вузов. В 2 ч. / В.П.Бурдаков, Б.В.Дзюбенко, С.Ю.Меснянкин, Т.В.Михайлова. – М.: Дрофа, 2009, Ч 1 Основной курс. – 479 с., Ч 2 Специальный курс. – 361 с.
2. *С.И. Бурцев, Ю.Н. Цветков* Влажный воздух. Состав и свойства: Учеб. пособие. СПб.: СПб ГАХИТ, 1998. 146 с.
3. *И.И. Новиков* Термодинамика: Учеб. пособие для студентов энергомашиностроительных и теплотехнических специальностей вузов. - М.: Машиностроение, 1984. —592 с.
4. *В.А.Кудинов, Э.М. Карташов* Техническая термодинамика. Учеб. пособие для вузов. М: Высш. шк., 2000.- 261 с.
5. *Газотурбинные установки: конструкция и расчёт: Справочное пособие* Под ред. Л.В. Арсеньева и В.Г. Тырышкина Л.: Машиностроение, 1978. – 232 с.
6. *А.А. Халатов, А.С.Коваленко, С.Д.Северин, Г.В.Коваленко*, Возможности повышения эффективности воздушной утилизации теплоты за газотурбинными приводами. Промышленная теплотехника, 2015, т. 37, №6, - С. 21-30.

EFFICIENCY OF THE REGENERATIVE CYCLE OF BRIGHTON WITH VARIABLE THERMOPHYSICAL PROPERTIES OF THE WORKING FLUID (Part 1)

Khalatov A.A., Severin S.D., Stupak O.S.

Institute of Engineering Thermophysics of the National Academy of Sciences of Ukraine, vul. Zhelyabova, 2a, Kyiv, 03680, Ukraine

<https://doi.org/10.31472/ttpe.2.2019.1>

The data about thermodynamic efficiency of the ideal Brighton cycle with heat regeneration with constant thermophysical properties of the working fluid, as well as the Brighton cycle with heat recovery and the wetting of the working fluid at the inlet to the turbine (with variable thermophysical properties of the working fluid). The inapplicability of comparison of the thermal efficiency of the Brighton cycle with heat recovery and the wetting of the working fluid at the inlet to the turbine with the thermal efficiency of the equivalent ideal Carnot cycle is shown.

The analysis of the thermodynamic efficiency of an ideal regenerative Brighton cycle with a decrease in the working body at the entrance to the turbine allows us to make the following conclusions:

1. With the growth of the mass moisture content of the working fluid when entering the turbine, the thermal efficiency of the regenerative cycle increases, but decreases with an increase in the degree of increase in the pressure level in the cycle.

2. High values of the thermal efficiency of the cycle can be achieved with relatively small values of the degree of increase in the pressure in the cycle and high (up to $d = 0,5$) values of the mass moisture content of the working body when entering the turbine.

3. It is shown that under certain conditions the thermal efficiency of the regenerative cycle with the decrease of the working body when entering the turbine may be greater than the thermal efficiency of a similar ideal Carnot cycle, which does not contradict the second law of thermodynamics, since the condition for the implementation of the Carnot cycle is the immutability of the thermophysical properties of the working body in a loop. In this regard, the use of the expression for the thermal efficiency of the ideal Carnot cycle is not used as a criterion for assessing the efficiency of cycles of power plants with highly variable thermophysical properties of the working fluid.

4. It is also shown that the thermal efficiency of the regenerative cycle with the decrease of the working body when entering the turbine is always lower than the thermal efficiency of the equivalent non-equilibrium Carnot cycle with a change in the specific heat of the working fluid, which corresponds to the second law of thermodynamics.

5. It is shown that the Brighton regenerative cycle with a decrease in the working body before the turbine can be represented as a conditional cycle with a higher maximum temperature of the cycle, which, depending on the mass content of the moisture content of the working body, can in 1,2 ... 2,5 times exceed the actual maximum temperature cycle, which determines the high values of its thermal efficiency.

Key words: Brighton cycle with heat recovery, variable thermophysical properties of the working fluid, efficiency.

References 6, figures 3.

1. Burdakov V.P., Dzyubenko B.V., Mysnyankin S.Yu., Mihaylova T.V., [Thermodynamics: a textbook for high schools.]. Moscow: Drofa, 2009. Vol. 1. 479 p., Vol. 2. 361 p. [in Russian].

2. Burtsev S.I., Tsvetkov Yu.N. [Wet air. Composition and properties: Tutorial.] St. Petersburg: SPb GAHPT. 1998. 146 p. [in Russian].

3. Novikov I.I. [Thermodynamics: A manual for students of power engineering and heat engineering specialties of technical colleges.] Moscow: Mashinostroenie [Mechanical engineering], 1984. 592 p. [in Russian].

4. Kudinov V.A., Kartashov E.M. [Technical thermodynamics. Textbook for technical colleges.] Moscow: Vysshaya shkola [High school], 2000. 261 p. [in Russian].

5. Arseniev L.V. & Tyryshkina V.G. (Ed.). [Gas turbine installations: design and calculation: Reference guide.] Leningrad: Mashinostroenie [Mechanical engineering], 1978. 232 p. [in Russian].

6. Khalatov A.A., Kovalenko A.S., Severin S.D., Kovalenko G.V. [Possibilities of increasing the efficiency of air heat utilization for gas turbine drives.] Promyshlennaya teplotekhnika [Industrial Heat Engineering], 2015. V. 37. № 6. P. 21–30. [in Russian].

Отримано 13.02.2019

Received 13.02.2019