

УДК 621.1

ЭТАЛОННЫЙ ЦИКЛ ЭДВАРДСА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО И ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ

Докт. техн. наук, проф. ПИИР А. Э.

Северный (Арктический) федеральный университет имени М. В. Ломоносова

E-mail: ado@piir.ru

EDWARDS' REFERENCE CYCLE FOR INTERNAL AND EXTERNAL COMBUSTION ENGINES

PIIR A. E.

Northern (Arctic) Federal University named after M. V. Lomonosov

Установлена полезная физическая закономерность обратимого термодинамического цикла для тепловых двигателей, использующих продукты сгорания топлива в качестве источника теплоты, а окружающую среду – в качестве теплового стока, превосходящего по КПД цикл Карно.

Ключевые слова: цикл Карно, эталонный цикл, термический КПД, парогазовая установка, теплота сгорания топлива.

Ил. 1. Библиогр.: 9 назв.

Useful physical regularities of a reversible thermodynamic cycle for heat engines have been established in the paper. The engines are using fuel combustion products as a heat source, and the environment - as a heat sink that surpasses Carnot cycle according to efficiency factor.

Keywords: Carnot cycle, reference cycle, thermal efficiency, gas steam plant, combustion value.

Fig. 1. Ref.: 9 titles.

Проблема экономичности тепловых двигателей возникла одновременно с появлением паровых машин и во времена Сади Карно достигла такой остроты, что подвигла этого военного инженера заняться ее изучением. На примере гипотетического двигателя с изотермическими источниками теплоты Сади Карно сформулировал закон преобразования теплоты в работу и указал условия получения наибольшей «движущей силы огня» [1]. Его открытие можно выразить двумя фразами:

1) «движущая сила огня» не зависит от вида рабочего тела и тем выше, чем больше теплопадение между верхним и нижним источниками теплоты;

2) «движущая сила» (работа, КПД теплового двигателя) будет максимальной, если все процессы термодинамического цикла внутренне и внешне обратимы.

Эти условия в аналитическом виде известны как теорема Карно

$$dW = \frac{T_A - T_B}{T_A} dQ_A - T_B (dS_A + dS_B), \quad (1)$$

где dW – работа теплового двигателя; dQ_A – количество теплоты, полученной рабочим телом в источнике A ; dS_A – уменьшение энтропии источника с температурой T_A ; dS_B – увеличение энтропии источника с температурой T_B .

Первое слагаемое представляет максимальный выход работы для поступившей теплоты, а второе – величину потерянной работы от необратимости процессов, образующих цикл. Если источники теплоты имеют переменную температуру, но все процессы цикла внутренне и внешне обратимы, то термический КПД такого цикла будет иметь максимальную величину, равную

$$\eta_t^{\max} = 1 - \frac{T_{Bcp}}{T_{Acp}}, \quad (2)$$

где T_{Bcp} , T_{Acp} – средняя термодинамическая температура нижнего и верхнего источников.

Со времен Сади Карно КПД тепловых двигателей вырос почти в 40 раз, однако проблема тепловой экономичности остается по-прежнему актуальной. Неуклонный рост потребления топлива тепловыми электростанциями, автомобильным, авиационным, железнодорожным, морским транспортом сопровождается постоянным увеличением его стоимости.

Термодинамическое совершенство современных тепловых двигателей также оставляет желать лучшего, поскольку циклы Ренкина и Стирлинга в установках внешнего сгорания отвечают условиям обратимости лишь в части отвода теплоты в окружающую среду, а передача теплоты от продуктов сгорания к рабочему телу протекает необратимо с потерей работоспособности. Из курса технической термодинамики известно, что в двигателях внутреннего сгорания, действующих по циклу Отто, Дизеля, Брайтона, наоборот, подвод теплоты при сжигании топлива в атмосфере сжатого воздуха протекает обратимо, зато отвод теплоты в изотермическую окружающую среду происходит по изобаре или изохоре, т. е. необратимо. И только в паровых холодильных, геотермальных и одноконтурных установках атомных электростанций требования Сади Карно к обратимости процессов подвода и отвода теплоты реализуются наиболее полно.

Советская теплотехническая школа ошибочно преподносила цикл Карно как эталон тепловой экономичности энергоустановок [2–4], что не могло не повлиять на технические решения в области энергетики. Например, многолетние работы в области магнитогидродинамической генерации (МГД-генерация), исследования по совершенствованию отечественных газотурбинных и парогазовых установок путем «карнотизации» их термодинамических циклов [5, 6] дали скромные результаты и внедрением не увенчались. В то же время получили международное научное признание новые методы термодинамического анализа энергоустановок, не связанные с циклом Карно: по работоспособности теплоты [7], энтропийный [8] и эксергетический [9] методы.

Установим конфигурацию эталонного термодинамического цикла для тепловых двигателей. Из термодинамики известно, что изохорный подвод теплоты при сжигании одного и того же количества топлива в атмосфере воздуха выгоднее изобарного, а изотермический подвод – самый плохой, поскольку первый обеспечивает получение максимальной работы при расширении продуктов сгорания до одинаковых конечных параметров. Таким образом, при использовании продуктов сгорания в качестве источника теплоты и окружающей среды в качестве теплового стока условиям обратимости будет полностью удовлетворять предложенный автором термодинамический цикл Эдвардса, образованный изохорным, адиабатным, изотермическим процессами (рис. 1а). А также его варианты: для газотурбинной установки с регенеративным подогревом воздуха (рис. 1б) или для установки с двигателем внутреннего сгорания (рис. 1в).

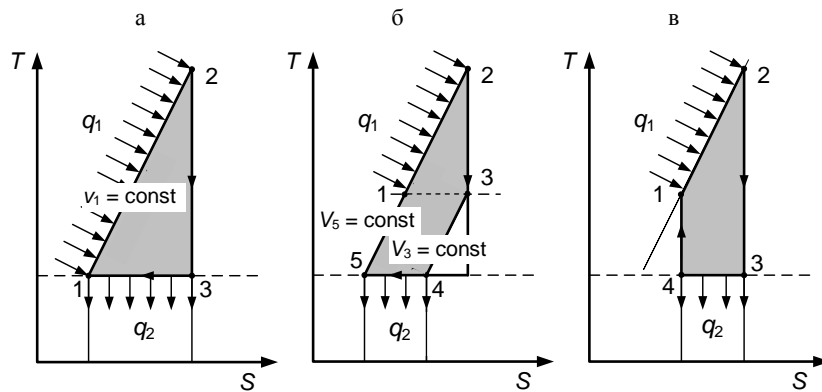


Рис. 1. Термодинамический цикл Эдвардса, его регенеративный и обобщенный варианты

Термический КПД цикла Эдвардса, использующего теплоту продуктов изохорного сгорания топлива в интервале температур от T_1 до T_2 (рис. 1а), будет максимальным по сравнению с любым другим циклом и составит величину

$$\eta_t^3 = 1 - \frac{T_B}{T_{\text{Асп}}} = 1 - \frac{T_1}{q_{12}/\Delta S_{21}} = 1 - \frac{T_1 \ln(T_2/T_1)}{T_2 - T_1} = 1 - \frac{\ln(T_2/T_1)}{T_2/T_1 - 1}. \quad (3)$$

Для вариантов цикла Эдвардса с регенеративным подогревом или обобщенного цикла (рис. 1б, в) формула термического КПД примет вид

$$\eta_{\text{тп}}^3 = 1 - \frac{T_4 \ln(T_2/T_1)}{T_2 - T_1}, \quad (4)$$

где T_1, T_2 – начальная и конечная температуры продуктов сгорания топлива; T_4 – температура окружающей среды.

При изобарном подводе теплоты высокого потенциала выражения для термического КПД цикла Эдвардса остаются прежними.

Цикл Эдвардса может быть реализован различными способами. Наиболее просто – с помощью паротурбинной установки двух давлений пара, со сверхкритическими параметрами пара или с помощью комбинирован-

ной установки в виде надстройки высокотемпературной газотурбинной установки над паротурбинной установкой среднего давления.

Несмотря на отставание теории, термодинамика циклов успешно развивалась эмпирическим путем. В качестве примера следует вспомнить паротурбинную установку двух давлений на английской АЭС Колдер Холл, дизельные установки с газотурбинным компрессором для наддува и паровым котлом-утилизатором на выхлопных газах.

Необходимо отметить рациональную комбинацию газо- и паротурбинной установок на Северо-Западной ТЭЦ Санкт-Петербурга, которая позволила получить эффективный КПД энергоблока, равный 0,5 при низкой температуре продуктов сгорания – всего 1100 °С [7].

Термический КПД цикла Эдвардса для этой установки равен

$$\eta_t^3 = 1 - \frac{273 \ln(1373/546)}{1373 - 546} = 0,7.$$

Относительный КПД энергоблока Северо-Западной ТЭЦ Санкт-Петербурга составляет

$$\eta_{тр}^3 = \frac{\eta_o}{\eta_t^3} = \frac{0,5}{0,7} = 0,71,$$

что свидетельствует о высокой степени совершенства тепломеханического оборудования комбинированной парогазовой установки.

ВЫВОДЫ

1. Предложенная автором закономерность термодинамического цикла Эдвардса является важным элементом в теории тепловых двигателей, поскольку представляет эталон тепловой экономичности всех установок, использующих теплоту сгорания топлива.

2. Цикл Эдвардса вытекает из теоремы Карно для случая теплового двигателя, действующего обратимо при изохорном (изобарном) источнике теплоты и изотермическом тепловом стоке.

3. Цикл Эдвардса позволяет установить предел тепловой экономичности энергоустановки и оценить степень совершенства ее оборудования по величине действительного КПД.

4. Цикл Эдвардса необходим при выборе рациональной тепловой схемы, оптимизации параметров комбинированных парогазовых установок методом заполнения площади цикла.

ЛИТЕРАТУРА

1. Карно, С. Размышления о движущей силе огня и машинах, способных развивать эту силу / С. Карно. – М.: Изд-во «Стайт», 1924. – 74 с.
2. Кириллин, В. А. Техническая термодинамика / В. А. Кириллин, В. В. Сычёв, А. Е. Шейдлин. – М.: Энергия, 1968. – 472 с.
3. Двигатели внутреннего сгорания: теория поршневых и комбинированных двигателей / под ред. А. С. Орлина и М. Г. Круглова. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
4. Александров, А. А. Термодинамические основы циклов термодинамических установок: учеб. пособие для вузов / А. А. Александров. – М.: Изд-во МЭИ, 2004. – 158 с.

5. Андрющенко, А. И. Парогазовые установки электростанций / А. И. Андрющенко, В. Н. Лапшов. – М.: Энергия, 1965. – 236 с.
6. Уваров, В. В. Газовые турбины и газотурбинные установки / В. В. Уваров. – М.: Высш. шк., 1970. – 320 с.
7. Калафати, Д. Д. Термодинамические циклы атомных электростанций / Д. Д. Калафати. – М.; Л.: Госэнергоиздат, 1963. – 280 с.
8. Гохштейн, Д. П. Современные методы термодинамического анализа энергетических установок / Д. П. Гохштейн. – М.: Энергия, 1969. – 368 с.
9. Шаргут, Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия, 1968. – 276 с.

REFERENCES

1. Carnot, S. (1924) *Reflections on the Motive Power of Fire and on Machines Fitted to Develop that Power*. Moscow, State Publishing House.
2. Kirillin, V. A., Sychev V. V., & Sheidlin, A. E. (1968) *Engineering Thermodynamics*. Moscow, Energy.
3. Vyubov, D. N., Ivashchenko, N. A., Ivin, V. I., Kruglov, M. G., Leonov, O. B., Mednov, A. A., Mizerniuk, G. N., Orlin, A. S., & Roganov, S. G. (1983) *Internal-Combustion Engines. Theory of Piston and Compound Engines*. Moscow, Mechanical Engineering.
4. Alexandrov, A. A. (2004) *Thermodynamic Fundamentals of Thermodynamic Plant Cycles*. Moscow, MPEI Publishing House.
5. Andrioushenko, A. I., & Lapshov, V. N. (1965) *Gas Steam Plants of Power Stations*. Moscow, Energy.
6. Uvarov, V. V. (1970) *Gas Turbines and Gas Turbine Plants*. Moscow, Higher School.
7. Kalafati, D. D. (1963) *Thermodynamic Cycles of Nuclear Power stations*. Moscow-Leningrad, Gosenergoizdat.
8. Gokhshtein, D. P. (1969) *Modern Methods for Thermodynamic Analysis of Electric Power Plants*. Moscow, Energy.
9. Shargut, Ya., & Petela, R. (1968) *Exergy*. Moscow, Energy.

Представлена кафедрой
промышленной теплоэнергетики

Поступила 26.06.2013

УДК 621.365.2

ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОЙ РАБОТЫ ФУТЕРОВКИ ЭЛЕКТРОДУГОВЫХ ПЕЧЕЙ НА ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИЕ

Канд. техн. наук, доц. КОРНЕЕВ С. В.

Белорусский национальный технический университет

E-mail: svkor7@mail.ru

INFLUENCE OF LINING THERMAL PERFORMANCE IN ELECTRIC-ARC FURNACES ON POWER CONSUMPTION

KORNEEV S. V.

Belarusian National technical University

Представлен анализ особенностей тепловой работы футеровки электродуговых печей в различные технологические периоды. Показано, что на основе методов математического моделирования тепловых процессов возможно прогнозировать энергопотребление печей при прерывистом графике работы с учетом таких характеристик печи, как емкость, материалы футеровки печи, время простоев печи в закрытом и открытом состояниях и т. д. Показаны различия в тепловой работе кислой и основной футеровок электродуго-