

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ, СИСТЕМЫ И УСТРОЙСТВА

DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-5-1017-1026

ENERGY AND EXERGY APPROACHES TO ASSESSMENT ENHANCE THE EFFICIENCY OF HEAT ENGINES

V. L. Erofeev, V. A. Zhukov, A. S. Pryachin

Admiral Makarov State University of Maritime and Inland Shipping,
St. Petersburg, Russian Federation

The article contains comparative analysis of the main scientific methods for the study of heat engines cycles with the aim of evaluating their effectiveness. The article shows the fundamental difference between the concepts of energy and exergy efficiencies of heat engines. The article provides a comparison and analysis of differences of heat and exergy balance of the heat engine. This article argues that the substitution of and incorrect use of the concepts of heat and exergy coefficients of the useful, the action taking place in a number of publications lead to wrong theoretical conclusions and practical solution to the difficult task of improving the energy efficiency of thermal engines. The results of calculations cited in the article show that the combined use of energy and exergy analysis methods contribute to a more complete disclosure of the processes of energy conversion into work in heat engine and allow to adequately assess the available secondary energy resources, heat engines. The use of exergy method is most appropriate in the analysis of the processes occurring in the units conversion and usage of mechanical energy. The analysis showed that the greatest losses of exergy (work) in a heat engine are due to the irreversibility of the combustion process. To significantly reduce these losses is possible only by increasing the temperature of the working fluid at the beginning of the combustion process. Rare use of exergy analysis method currently, due to the coincidence of the values of exergy and energy efficiency of thermal engines in the overall assessment of their energy efficiency. The data given in the article show that the combined use of both methods allows to obtain more accurate conclusions when evaluating the energy efficiency of thermal engines and identify opportunities for improvement.

Keywords: heat engines cycle, effectiveness, energy efficiency, exergy efficiency, energy conversion, loss of exergy, improvement of efficiency.

For citation:

Erofeev, Valentin L., Vladimir A. Zhukov, and Alexandr S. Pryachin. "Energy and exergy approaches to assessment enhance the efficiency of heat engines". *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechno-go flota imeni admirala S. O. Makarova* 9.5 (2017): 1017–1026. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-5-1017-1026.

УДК 621.432

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЙ ПОДХОДЫ К ОЦЕНКЕ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ ТЕПЛОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

В. Л. Ерофеев, В. А. Жуков, А. С. Пряхин

ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С. О. Макарова»,
Санкт-Петербург, Российская Федерация

Статья содержит сравнительный анализ основных научных методов исследования циклов тепловых двигателей с целью оценки их эффективности. Показано принципиальное отличие понятий энергетического и эксергетического коэффициентов полезного действия тепловых двигателей. Статья содержит сравнение и анализ различий теплового и эксергетического балансов теплового двигателя. Доказывается, что подмена и некорректное использование понятий теплового и эксергетического коэффициентов полезного действия, имеющих место в ряде публикаций, приводят к неверным теоретическим выводам и затрудняют практическое решение задачи повышения энергетической эффективности те-

пловых двигателей. Приводимые в статье результаты расчетов свидетельствуют о том, что совместное использование энергетического и эксергетического методов анализа способствуют более полному раскрытию процессов преобразования энергии в работу тепловых двигателей и позволяют адекватно оценивать имеющиеся вторичные энергетические ресурсы тепловых машин. Использование эксергетического метода наиболее целесообразно при проведении анализа процессов, протекающих в установках преобразования и использования механической энергии. Приведенный в статье анализ показал, что наибольшие потери эксергии (работы) в тепловом двигателе происходят вследствие необратимости процесса сгорания топлива. Существенно уменьшить эти потери можно лишь за счет повышения температуры рабочего тела в начале процесса сгорания. Редкое использование эксергетического метода анализа в настоящее время объясняется совпадением численных значений энергетического и эксергетического КПД тепловых двигателей при общей оценке их энергетической эффективности. Данные, приведенные в статье, свидетельствуют о том, что совместное использование обоих методов позволяет получить более точные выводы при оценке энергетической эффективности тепловых двигателей и определении возможностей ее повышения.

Ключевые слова: цикл теплового двигателя, эффективность, энергетический КПД, эксергетический КПД, потери эксергии, повышение эффективности.

Для цитирования:

Ерофеев В. Л. Энергетический и эксергетический подходы к оценке повышения эффективности тепловых двигателей / В. Л. Ерофеев, В. А. Жуков, А. С. Пряхин // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2017. — Т. 9. — № 5. — С. 1017–1026. DOI: 10.21821/2309-5180-2017-9-5-1017-1026.

Введение

Энергосбережение в различных сферах деятельности, отраслях промышленности и транспорта — настоятельное требование современности. Действия, направленные на энергосбережение и повышение энергетической эффективности, регулируются Федеральным законом Российской Федерации № 261-ФЗ от 23 ноября 2009 г. [1] и рядом последующих нормативных документов. Основным результатом повышения энергетической эффективности, несмотря на различие показателей, устанавливаемых нормативной документацией, является снижение затрат энергии на единицу продукции (шт.), работы (Дж), переданной теплоты (Дж) и т. д.

Энергетическая эффективность (или просто эффективность) тепловых двигателей характеризуется соотношением получаемой работы и затраченной на ее получение тепловой энергии. В практике оценки эффективности тепловых двигателей широко используется энергетический метод, заключающийся в определении составляющих энергетических балансов, энергетического КПД и оценке на этом основании энергетических потерь, сопровождающих работу двигателя. Реже используется метод эксергетического анализа, предполагающий определение эксергетических балансов и эксергетических КПД. Следует отметить, что подмена одного подхода другим приводит к появлению путаницы в определениях и КПД, что неизбежно порождает утверждения и предложения, которые являются, в конечном итоге, предложениями создания вечного двигателя второго рода [2], [3].

Несмотря на то, что вся история цивилизации является историей преобразования и использования различных видов энергии, первые строгие определения энергии появились лишь в 1853 г. в работах В. Томсона (лорда Кельвина). Научно обоснованная классификация энергии к настоящему времени выделяет 15 ее видов [4]. Использование положений классических термодинамических методов при оценке энергоэффективности различных устройств — обязательное условие получения корректных выводов и заключений.

Состояние вопроса

В процессе развития теории тепловых двигателей и методов их исследования и анализа произошло разделение понятия «энергия» на «свободную энергию», преобразуемую в работу, и «связанную энергию», которая ни при каких идеальных условиях не превращается в работу. В конце XIX в. француз Ж. Гюи и словацкий ученый А. Стодола ввели понятие «техническая работоспо-

способность», или «максимальная техническая работа». В 1956 г. Р. Рант подобрал для этой величины название «эксергия». В настоящее время под *эксергией* понимают ту часть энергии, которую можно преобразовать в работу наилучшим образом (максимально) при достижении равновесия с окружающей средой (техническую работоспособность энергии). Остальную часть энергии, не способную к преобразованию в работу, называют «анергией» [5]. Максимальная работа может совершаться только в равновесных обратимых процессах, представляющих собой научную идеализацию. Действительная работа, производимая системой в реальных, необратимых процессах, всегда меньше максимальной на величину необратимых потерь теплоты в окружающую среду — на величину диссипации и деградации энергии.

Из второго начала термодинамики следует, что во всех необратимых процессах эксергия уменьшается, превращаясь в анергию, а в обратимых процессах она остается неизменной. В отличие от энергии, которая не может «расходоваться» и «теряться» по закону сохранения и превращения энергии, допускающему лишь переход из одной формы в другую, эксергия, характеризующая запас работоспособности системы, по мере необратимости реальных процессов всегда уменьшается (расходуется). Этим объясняется необходимость и целесообразность введения *эксергетического КПД* теплотехнических устройств, например, таких как тепловые двигатели и теплообменные аппараты. Имеющаяся практика применения эксергетического КПД показывает существенное отличие его значений от значений энергетического КПД. Например, для тепловых двигателей, имеющих энергетический КПД 25 ... 45 %, их эксергетический КПД достигает 80 ... 90 %. Для паровых котлов, энергетический КПД которых равен 92 ... 96 %, эксергетический КПД составляет лишь 50 ... 60 %. При этом следует отметить, что эксергетический КПД более объективно отражает действительную эффективность рабочих процессов. Этот факт сделал эксергетический подход популярным в последние годы в качестве критерия оценки эффективности тепловых машин и аппаратов. Однако при использовании эксергетического КПД недопустимо забывать, что *эксергетический баланс позволяет учесть потери лишь из-за необратимости процессов*, а эти потери не всегда являются основными. Так, при сравнении теоретических циклов реальных тепловых машин, все процессы в которых принимаются необратимыми с идеальным циклом Карно, эксергетический КПД всех их равен 100 %. При использовании теплоты для технологических нужд зона работоспособности теплоносителя не имеет значения.

Методы исследования

Анализ уровня совершенства теплотехнических устройств и технических систем на основе эксергетического баланса возможен на всех стадиях их проектирования и производства: при выборе принципов действия и параметров рабочих процессов, эскизной проработке, конструировании, а также в процессе эксплуатации систем и устройств. На этапах эскизной проработки технической системы и при ее эксплуатации ситуация существенно отличается, поскольку в первом случае возможность повлиять на потери как в абсолютных, так и в относительных величинах в системе существенно больше, чем во втором. Считается, что при выборе характера рабочих процессов определяются 40 % последующих потерь, а при техническом проектировании — еще 40 %; таким образом, примерно на 80 % потерь воздействовать на этапе эксплуатации теплотехнического устройства не представляется возможным. В связи с этим эксергетический анализ имеет особенно большое значение на стадиях эскизной проработки и проектирования, когда благодаря ему можно решать многие инженерные и экономические задачи [6].

Как отмечалось ранее, энергетический тепловой баланс, основанный на первом начале термодинамики, не учитывает энергетическую неравноценность теплоты и работы, неравноценность теплоты различного потенциала, и вследствие этого не позволяет обнаружить основные очаги необратимости. Эксергетический баланс, базирующийся на двух началах термодинамики, лишен этих недостатков. Эксергетический баланс не заменяет, а дополняет энергетический (тепловой баланс), указывает место наибольшей необратимости процесса и разделяет потери теплоты, которые

Рис. 1. Эксергетический баланс теплового двигателя

где $q_{\text{газ}}$ — доля теплоты энергетического баланса, теряемая с отработавшими (для ДВС) и выпускными (для котлов) газами; $\overline{T}_2$ — абсолютная средняя термодинамическая температура отработавших (выпускных) газов, К.

Остальные потери эксергии от необратимости определяются по аналогичным формулам, где $q_{\text{охл}}, q_{\text{мас}}$ — доли теплоты энергетического баланса, теряемые в системах охлаждения и смазки; $T_{\text{охл}}, T_{\text{мас}}$ — абсолютные средние термодинамические температуры теплоносителей в системах охлаждения и смазки.

Эксергетический баланс в подобных соотношениях выглядит следующим образом:

$$Q_p B_{\text{ч}} = 3600 N_e + Q_p B_{\text{ч}} \frac{T_0}{T_1} + Q_p B_{\text{ч}} q_{\text{газ}} \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right) + Q_p B_{\text{ч}} q_{\text{охл}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{охл}}}\right) + Q_p B_{\text{ч}} q_{\text{мас}} \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{мас}}}\right) + \Delta E x_{\text{ост}}.$$

В относительных величинах эксергетический баланс имеет следующий вид:

$$1 = \eta_{\text{ex}} + \delta_{\text{ex.гор}} + \delta_{\text{ex.газ}} + \delta_{\text{ex.охл}} + \delta_{\text{ex.мас}} + \delta_{\text{ex.ост}},$$

где $\eta_{\text{ex}} = \frac{3600 N_e}{B_{\text{ч}} Q_p} = \eta_e$ — эксергетический КПД двигателя; $\delta_{\text{ex.гор}} = \frac{T_0}{T_1}$ — относительная доля потерь эксергии от необратимости процесса горения топлива; $\delta_{\text{ex.газ}}, \delta_{\text{ex.охл}}, \delta_{\text{ex.мас}}, \delta_{\text{ex.ост}}$ — относительные величины (доли) потерь эксергии от необратимости протекания процессов с рабочим телом, следствием чего являются потери теплоты с выпускными газами в системах охлаждения и смазки, которые могут быть использованы как вторичные энергетические ресурсы.

При анализе эксергетического баланса выявляется многогранный смысл понятия *эксергетический КПД* и полнее раскрывается его сущность.

1. Эксергетический КПД процесса оценивает потери эксергии вследствие необратимости конкретного реального процесса.

2. Во всех учебниках и учебных курсах термодинамики эксергетический КПД любого *идеального цикла* равен единице, а под реальным эксергетическим КПД понимают отличие от единицы вследствие необратимости реальных процессов, при этом рассматриваются *подвод теплоты*, не учитывая, что процесс горения топлива — также необратимый процесс. В этом случае понятие *эксергетический КПД цикла* практически совпадает с определением относительного индикаторного (внутреннего) или относительного эффективного (внешнего) КПД, получаемых при расчете энергетического баланса двигателя.

3. В более общем случае, при учете потерь эксергии в необратимом процессе горения топлива и использовании некоторых допущений, под *эксергетическим КПД двигателя* можно понимать его эффективный КПД — η_e .

4. При рассмотрении преобразования энергии *в установке*, с учетом использования и вторичных энергетических ресурсов, эксергетический КПД установки позволяет дать оценку энергетической ценности ВЭР.

Обсуждение результатов

При использовании эксергетического метода анализа эффективности теплового двигателя следует сопоставить количественные соотношения потерь эксергии от необратимости отдельных процессов для того, чтобы установить их весовые коэффициенты. Сопоставим некоторые результаты энергетического и эксергетического балансов, приведенные в таблице, для ДВС эффективной мощности $N_e = 900$ кВт с удельным эффективным расходом топлива $g_e = 0,220$ кг/(кВт·ч), близким по этим показателям дизелю 8ЧН 21/21 производства АО «Волжский дизель имени Маминых» [7].

В результате теплового расчета были определены температуры рабочего тела в характерных точках цикла, а также средние термодинамические температуры подвода и отвода теплоты: $T_{\text{max}} = T_3 = 1850$ К; $T_2 = 893$ К; $\bar{T}_1 = 1037$ К; $\bar{T}_2 = 528$ К.

Сопоставление составляющих энергетического и эксергетического балансов ДВС

Балансы	$\eta_e = \eta_{\text{ex}}$	$\delta_{\text{гор}}$	$q_{\text{г}}/\delta_{\text{ex.газ}}$	$q_{\text{охл}}/\delta_{\text{ex.охл}}$	$q_{\text{мас}}/\delta_{\text{ex.мас}}$	$q_{\text{ост}}/\delta_{\text{ex.ост}}$
Энергетический	0,39	—	0,30	0,18	0,06	0,07
Эксергетический	0,39	0,29	0,132	0,023	0,006	0,159

Наибольшие потери эксергии происходят вследствие необратимости реального процесса горения топлива. Потери эксергии от необратимости реальных процессов цикла сравнительно невелики и в сумме соизмеримы с остаточными членами балансов (последнее требует отдельного анализа). Эксергетическая ценность потерь теплоты, определяемых в энергетическом балансе, однозначно определяет величины вторичных энергетических ресурсов для производства работы и нужд теплофикации.

Соответствующие потери эксергии можно представить в системе координат $\tau_e - q$, введенной М. В. Трингом [5], где $\tau_e = 1 - \frac{T_0}{T_x}$ — эксергетическая температурная функция; T_0 — абсолютная температура окружающей среды; $\bar{T} = \frac{T_2 - T_1}{\ln(T_2/T_1)}$ — средняя термодинамическая температура процессов сгорания топлива; T_1 и T_2 — соответственно температуры конца и начала подвода теплоты; $q = Q/Q_p$ — удельные тепловые потери с продуктами сгорания, откладываемые по оси абсцисс. По оси ординат, кроме эксергетической температурной функции, могут откладываться значения температуры продуктов сгорания.

На рис. 2 представлен график, иллюстрирующий возможности снижения потерь эксергии в процессе сгорания топлива в дизеле [8].

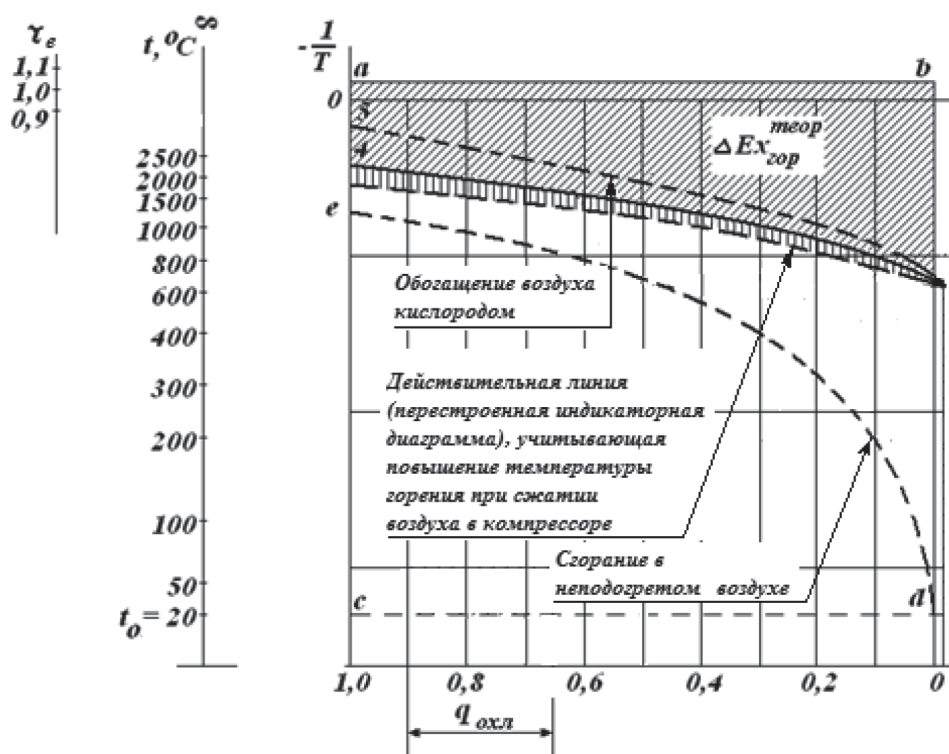


Рис. 2. График Тринга

Площадь между линиями ab и cd (при $t \approx 20^\circ\text{C}$) показывает величину химической эксергии топлива. Если нанести на график кривую ed изменения температуры продуктов сгорания при их охлаждении до температуры окружающей среды, то площадь edc в определенном масштабе соответствует эксергии продуктов сгорания, а площадь $abde$ — потерям эксергии вследствие изотропного (адиабатного) горения топлива $\Delta Ex_{гор}^{теор}$. Если же нанести на график кривую действительного изменения температуры рабочего тела (с индикаторной диаграммы), то можно определить дополнительную потерю энергии вследствие необратимости лучистого теплообмена, сопровождающего действительный процесс горения топлива.

Анализ процесса сгорания топлива в координатах $\tau_e - q$, произведенный рядом авторов, в том числе в работе [9], позволил установить, что теоретические потери эксергии в процессе идеального горения во многом зависят от вида кривой изменения температуры процесса сгорания топлива. Такой подход позволяет исследовать влияние подогрева топлива и воздуха, обогащения воздуха кислородом и ряда других факторов на потери эксергии. Повышение температуры воздуха, в том числе за счет сжатия его в цилиндре, меняет вид кривой температуры продуктов сгорания, увеличивая эксергию продуктов сгорания и снижая тем самым потери эксергии от необратимости процесса сгорания топлива. Однако снижение потерь эксергии и повышение эксергетического КПД в каком-либо частном процессе не означает обязательное возрастание эксергетического КПД двигателя. Так, применение высокотемпературного охлаждения ДВС, уменьшая потери теплоты в систему охлаждения и повышая эксергию охлаждающей жидкости, приводит к перераспределению составляющих теплового баланса, а увеличивая потери теплоты с отходящими газами, не изменяет заметно КПД двигателя.

В системе координат $\tau_e - q$ графически можно представить и весь эксергетический баланс двигателя (рис. 3). Площадь графика над изотермой T_0 представляет химическую эксергию топлива. Площадь между линиями $T_{\max}$ и $T_{\min}$ (температурой цикла Карно) характеризует величину максимальной работы теплового двигателя, а площадь между изотермами $T_{\min}$ и T_0 (температура окружающей среды) — минимальную потерю эксергии с отводимой теплотой.

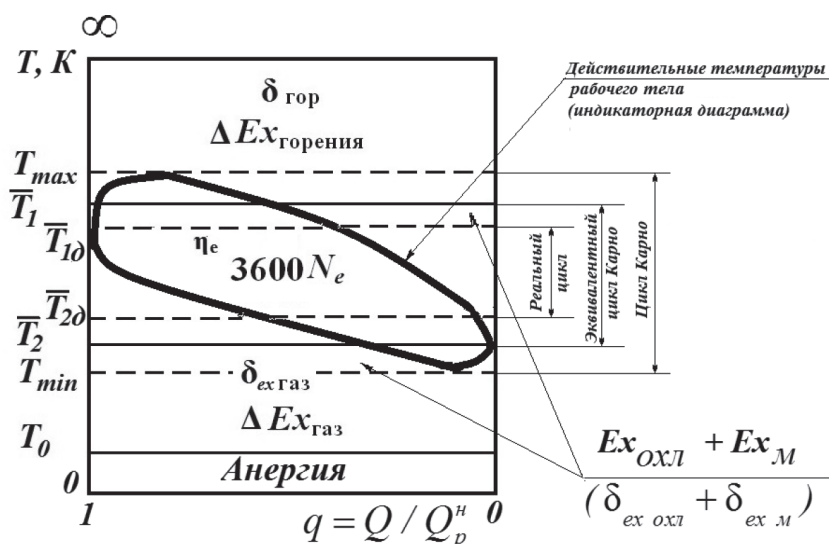


Рис. 3. Эксергетический баланс теплового двигателя

Если вписать в идеальный цикл Карно идеальный (термодинамический) цикл любого теплового двигателя, представив его в виде эквивалентного цикла Карно (через средние термодинамические температуры подвода $\bar{T}_1$ и отвода $\bar{T}_2$ теплоты), то площадь над кривой, соответствующей температуре $\bar{T}_1$ (изотермой), характеризует в определенном масштабе потерю эксергии от необратимости процесса горения топлива $\Delta Ex_{\text{гор}}$ и долю данной потери в эксергетическом балансе $\delta_{\text{гор}}$. Площадь между изотермами $\bar{T}_2$ и T_0 характеризует потери эксергии с отводимой теплотой ($\Delta Ex_{\text{отв}}$) и ее долю в эксергетическом балансе идеального цикла теплового двигателя. Действительная потеря эксергии и, соответственно, величина эксергии одного из вторичных ресурсов будет меньше вследствие снижения действительной температуры отработавших газов.

Если в площадь прямоугольника между изотермами идеального цикла $\bar{T}_1$ и $\bar{T}_2$ вписать реальные изотермы, соответствующие температурам рабочего тела (реальный цикл — «овал»), то площадь «овала» охарактеризует индикаторную работу, а с учетом механических потерь и эффективную работу (мощность) теплового двигателя ($3600 N_e$). Разница площадей между «прямоугольником» и «овалом» характеризует потерю эксергии вследствие необратимости ре-

альных процессов, сопровождающихся потерями в результате теплообмена и трения в системах и механизмах реального двигателя. В уравнениях эксергетического баланса эта разница учитывается потерями эксергии в систему охлаждения и смазки — $\Delta E_{x_{охл}} + \Delta E_{x_{мас}}$ и их соответствующими долями $\delta_{охл}$ и $\delta_{мас}$.

Необходимость возвращения к изложению известных теоретических основ термодинамики вызвана наблюдающимся снижением теоретической подготовки молодых исследователей и разработчиков энергетических установок, которое отмечалось авторами в работе [10]. Забытые основы термодинамики, небрежность в формулировках и определениях, подмена объяснений физической сущности явлений чрезмерной точностью представляемых результатов расчетов (до шести – восьми значащих цифр) с отсутствием обоснования их достоверности, малое соответствие названия работы ее содержанию являются характерными недостатками статей, представляемых на рецензирование, а иногда и опубликованных, а также авторефератов кандидатских диссертаций. Пример такой публикации — статья [11], вызывает ряд вопросов. Первый из них: какие показатели цикла являются эталонными? Известно, что идеальный цикл Карно является эталоном получения максимального термического КПД в заданном интервале максимальной T_{max} и минимальной T_{min} температур. Предложенный в работе [12] гипотетический идеальный цикл («усеченный цикл Карно») представляет собой эталон получения максимально возможного термического КПД в заданном интервале не только температур, но и давлений (максимального p_{max} и минимального p_{min}). В термодинамике существует понятие «обобщенные циклы Карно», одним из которых является идеальный цикл Стирлинга. Автор работы [11] предлагает реальную индикаторную диаграмму действительного цикла представить в развернутом виде и заменить ее, описываемую суммой гармоник, циклом, содержащим одну первую гармонику. Такая замена при сохранении постоянства среднего индикаторного давления цикла (индикаторной работы реального цикла) позволяет снизить максимальную температуру и максимальное давление цикла и, таким образом, уменьшить выбросы оксидов азота с отработавшими газами двигателя, т. е. получить более предпочтительный цикл. Осуществить предложенное принципиально возможно за счет совершенного закона топливоподачи, реализуемого с использованием электронных систем управления. Однако требуемый закон топливоподачи и соответствующий ему процесс сгорания и тепловыделения авторами в статье [11] не описаны, как и условия осуществления требуемого процесса сжатия, предшествующего подаче топлива. Ожидаемое снижение эмиссии оксидов азота вследствие снижения максимальной температуры цикла количественно не оценено. Неясно, намеренно или нет авторами исключен из рассмотрения вопрос об изменении КПД двигателя. Из классических положений технической термодинамики следует, что снижение температуры рабочего тела неизбежно увеличивает потери работоспособности (эксергии) в процессе горения топлива и приводит к уменьшению индикаторного и эффективного КПД двигателя. Исходя из данных соображений, абсолютно неясно, по какому параметру предлагаемый авторами реальный цикл становится эталонным и насколько он альтернативен другим циклам ДВС.

Заключение

На основании проведенного анализа можно сделать следующие выводы.

1. Эксергетический метод при оценке энергетической эффективности тепловых двигателей и других теплотехнических устройств не заменяет, а дополняет энергетический метод анализа. Совместное использование двух методов более точно иллюстрирует необходимость и важность применения термодинамического подхода при качественной и количественной оценке перспективности различных направлений совершенствования тепловых двигателей.
2. Использование эксергетического метода наиболее целесообразно при проведении анализа процессов, протекающих в установках преобразования и использования механической энергии (работы).
3. Эксергетический баланс теплового двигателя наглядно показывает, что наибольшие потери эксергии (работы) происходят вследствие необратимости процесса сгорания топлива. Су-

щественно уменьшить эти потери можно лишь за счет повышения температуры рабочего тела (окислителя) перед началом процесса сгорания.

4. При использовании эксергетического метода анализа теплотехнических устройств необходимо точно трактовать понятие эксергетического КПД, учитывая его особый физический смысл, отличный от энергетического КПД. Численное совпадение значений эксергетического и энергетического КПД при общей оценке энергетической эффективности теплотехнических устройств (см. табл. с. 1021) объясняется идентичностью рассматриваемых процессов и всеобщим законом сохранения энергии. Такое совпадение значений объясняет достаточно редкое использование в настоящее время эксергетического метода. В большинстве случаев применяется лишь энергетический метод, позволяющий получить тот же конечный результат.

5. Упрощенный подход к анализу процессов, протекающих в теплотехнических устройствах, игнорирование эксергетических методов термодинамического анализа, позволяющих раскрыть физическую природу процессов преобразования энергии, не только является причиной принятия неверных технических решений при модернизации тепловых двигателей и совершенствовании их рабочих процессов, но и приводит зачастую в тупик создание вечного двигателя второго рода.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Федеральный закон Российской Федерации № 261-ФЗ «Об энергосбережении и о повышении энергетической эффективности и о внесении изменений в отдельные законодательные акты Российской Федерации» от 23 ноября 2009 г.
2. Карагусов В. И. Систематизация анаэробных силовых энергоустановок / В. И. Карагусов // Транспорт на альтернативном топливе. — 2014. — № 5 (41) — С. 49–53.
3. Равич А. Ф. ДВС с аккумулятивным предварительным расширением рабочего тела / А. Ф. Равич, В. Н. Опышко, С. Н. Богданов // Двигатель. — 2015. — № 2 (98). — С. 14–18.
4. Алексеев Г. Н. Энергоэнтропика / Г. Н. Алексеев. — М.: Знание, 1983. — 192 с.
5. Шаргуй Я. Эксергия: пер. с польского Ю. И. Батурина и Д. Ф. Стрижаковского, под ред. В. М. Бродянского / Я. Шаргуй, Р. Петела. — М.: Энергия, 1968. — 279 с.
6. Бродянский В. М. Энергетические расчеты технических систем: справ. пособие / В. М. Бродянский, Г. П. Верхивнер, Я. Я. Карчев [и др.]: под ред. А. А. Долинского, В. М. Бродянского. — Киев: Наукова думка, 1991. — 360 с.
7. Дизельные и газовые двигатели: каталог. — СПб.: Изд-во ООО ЦНИДИ, 2011. — 144 с.
8. Бродянский В. М. Эксергетический метод и его применение / В. М. Бродянский, В. Фратер, К. К. Михалик. — М.: Энергоатомиздат, 1988. — 288 с.
9. Ерофеев В. Л. Эксергетический метод оценки энергетической эффективности топливоиспользования / В. Л. Ерофеев, Н. Н. Фомин. — СПб.: Изд-во СПГУВК, 2010. — 57 с.
10. Ерофеев В. Л. Неточность термодинамических определений и терминов — путь к вечному двигателю второго рода / В. Л. Ерофеев, В. А. Жуков, А. С. Пряхин // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2016. — № 6 (40). — С. 140–149. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-6-140-149.
11. Самойленко А. Ю. Альтернативный эталонный цикл двигателя внутреннего сгорания / А. Ю. Самойленко // Машиностроение и компьютерные технологии. — 2012. — № 8. — С. 28. DOI: 10.7463/0812.0475919.
12. Ерофеев В. Л. Пределы повышения энергетической эффективности топливоиспользования поршневого ДВС / В. Л. Ерофеев, Н. Б. Ганин, А. С. Пряхин // Двигателестроение. — 2015 — № 2. — С. 33–38.

REFERENCES

1. Federal law of the Russian Federation № 261-FZ «Ob energosberezhenii i o povyshenii energeticheskoi effektivnosti i o vnesenii izmenenii v ot del'nye zakonodatel'nye akty Rossiiskoi Federatsii» ot 23 noyabrya 2009 g.

2. Karagusov, Vladimir. "Systematization of Anaerobic Power Plant." *Alternative Fuel Transport* 5(41) (2014): 49–53.
3. Ravich, A. F., V. N. Opryshko, and S. N. Bogdanov. "DVS s akkumuljativnym predvaritel'nyim rasshireniem rabocheho tela." *Dvigatel* 2(98) (2015): 14–18.
4. Alekseev, G. N. *Energoentropika*. M.: Znanie, 1983.
5. Shargui, Ya., and R. Petela. *Eksergiya*. Edited by V. M. Brodyanskii. M.: Energiya, 1968.
6. Brodyanskii, V. M., G. P. Verkhivner, Ya. Ya. Karchev, et al. *Energeticheskie raschety tekhnicheskikh sistem: sprav. posobie*. Edited by A. A. Dolinskii, and V. M. Brodyanskii. Kiev: Naukova dumka. 1991.
7. *Dizel'nye i gazovye dvigateli: katalog*. SPb.: Izd-vo OOO TsNIDI, 2011.
8. Brodyanskii, V. M., V. Frater, and K. K. Mikhaliuk. *Eksergeticheskii metod i ego primenenie*. M.: Energoatomizdat, 1988.
9. Erofeev, V. L., and N. N. Fomin. *Eksergeticheskii metod otsenki energeticheskoi effektivnosti toplivoispol'zovaniya*. SPb.: Izd-vo SPGUVK, 2010.
10. Erofeev, Valentin Leonidovich, Vladimir Anatolevich Zhukov, and Alexander Sergeyevich Pryakhin. "Inexactitude of thermodynamical definition and terms is a way to the perpetual engine of the second kind." *Vestnik Gosudarstvennogo universiteta morskogo i rechnogo flota imeni admiral S.O. Makarova* 6(40) (2016): 140–149. DOI: 10.21821/2309-5180-2016-8-6-140-149.
11. Samoilenko, A. Yu. "Alternative ideal cycle of internal-combustion engine." *Mechanical engineering and computer science* 8 (2012): 28. DOI: 10.7463/0812.0475919.
12. Erofeev, V. L., N. B. Ganin, A. S. Prjabin. "Predely povysheniya jenergeticheskoi jeffektivnosti toplivoispol'zovaniya porshnevo DVS." *Dvigatelistroyeniye* 2 (2015): 33–38.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Ерофеев Валентин Леонидович —
доктор технических наук, профессор
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: kaf_sdvs@gumrf.ru

Жуков Владимир Анатольевич —
доктор технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: kaf_sdvs@gumrf.ru

Пряхин Александр Сергеевич —
кандидат технических наук, доцент
ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала
С. О. Макарова»
198035, Российская Федерация, Санкт-Петербург,
ул. Двинская, 5/7
e-mail: kaf_sdvs@gumrf.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Erofeev, Valentin L. —
Doctor of Technical Sciences, professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: kaf_sdvs@gumrf.ru

Zhukov, Vladimir A. —
Doctor of Technical Sciences, associate professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: kaf_sdvs@gumrf.ru

Pryahin, Alexandr S. —
PhD, associate professor
Admiral Makarov State University of Maritime
and Inland Shipping
5/7 Dvinskaya Str., St. Petersburg, 198035,
Russian Federation
e-mail: kaf_sdvs@gumrf.ru

Статья поступила в редакцию 15 сентября 2017 г.
Received: September 15, 2017.