

## ЭФФЕКТИВНОСТЬ РАСШИРИТЕЛЬНЫХ МАШИН В СОСТАВЕ УСТАНОВОК И СИСТЕМ

К. т. н., проф. Калинин Н. В.<sup>1</sup>,  
к. т. н., доц. Жигулина Е. В.<sup>1</sup>,  
к. т. н., доц. Мартынов А. В.<sup>1</sup>,  
д. т. н., проф. Куличихин В. В.<sup>1</sup> (ФГБОУ  
ВО НИУ «МЭИ»)

**АННОТАЦИЯ.** Рассматриваются преимущества эксергетического метода оценки эффекта, создаваемого расширительными машинами, и оценки эффективности самих машин, установок и систем, в состав которых они входят, по сравнению с использованием других критериев эффективности. Показано, что в некоторых случаях этот эффект может быть определен только с помощью эксергетического КПД.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** эксергия, эксергетический КПД, адиабатный КПД, эксергетический метод, расширительная машина, турбина, когенерация.

**ABSTRACT.** The article provides the advantages of exergy method application for evaluation of the expansion machines generated effect and for the assessment of the effectiveness of machines themselves, as well as plants and systems to which they belong, appliances in comparison with using other performance criteria. It is shown that in some cases this effect can be determined only by means of the exergy efficiency factor.

**KEYWORDS:** exergy, exergy efficiency factor, adiabatic efficiency factor, exergy method, expansion installation, turbine, cogeneration.

Вопросы определения эффекта, создаваемого расширительными машинами, и оценки эффективности самих машин, установок и систем, в состав которых они входят — одни из самых сложных в теплотехнике.

Объясняется это несколькими обстоятельствами. Во-первых, эффективность процессов, происходящих в нагнетательных и расширительных машинах, чаще всего оценивается по относительным показателям путем сравнения идеальных процессов с действительными. Такие показатели наглядно иллюстрируют степень совершенства процессов и устройств, но не всегда дают возможность непосредственного определения эффекта, создаваемого данным устройством. Однако именно корректное определение эффекта процесса, устройства или установки позволяет оценивать создаваемый результат их действия как с технической, так и, несомненно, с экономической точки зрения.

На наш взгляд, для определения КПД расширительных машин наиболее логично использовать отношение получаемого эффекта  $\mathcal{E}$  к затратам  $\mathcal{Z}$ , выраженных в сопоставляемых единицах энергии.

Вполне логично, что такой КПД  $\eta = \mathcal{E}/\mathcal{Z}$  должен удовлетворять неравенству  $0 < \eta < 1$ . Однако в целом ряде широко известных технических примеров формальное использование такого соотношения приводит к результату  $\eta > 1$ , что вызывает справедливые недоумения и нарекания составителей и пользователей.

Достаточно указать на ряд известных в технике соотношений. При использовании наиболее часто приме-

няемого в холодильной технике отношения  $\varepsilon = Q_o/N$ , называемого холодильным коэффициентом ( $Q_o$  — полученный эффект — холодопроизводительность установки,  $N$  — потребляемая мощность компрессора). Величина  $\varepsilon$  служит одной из целевых функций и может меняться в диапазонах от 0 до 1 и достигать значений более 1 в зависимости от температурного уровня холода.

Другой яркий пример — тепловой насос, в котором отношение  $Q_m/N = \varphi$ , называемое коэффициентом трансформации, всегда больше единицы, что также в начальный период применения тепловых насосов в технике вызывало справедливое недоумение. Еще большие трудности возникают при оценке работы комбинированной установки совместного производства тепла и холода, так как при определении суммарного эффекта и на его базе эффективности приходится складывать неаддитивные значения  $Q_m$  и  $Q_o$  и, соответственно,  $\varphi$  и  $\varepsilon$ . При этом большие значения сумм ( $\varphi + \varepsilon$ ) нисколько не объясняют качество производства теплоты и холода.

Причина превышения таких коэффициентов (заметьте, что их никто не называет кпд) порога «единицы» широко известна, тем не менее, не всеми до конца понята. Она объясняется некорректным соотношением или суммированием разных по качеству видов энергии, работы и теплоты, теплоты различных потенциалов и т. д.

Решение возникшего недоразумения наиболее наглядно было представлено создателями и сторонниками эксергетического метода оценки эффекта и эффек-

<sup>1</sup> 111250, г. Москва, ул. Красноказарменная, д. 14

тивности любых процессов трансформации энергии в различных процессах, установках и системах [1–3].

В основе такого подхода лежит само понятие эксергии (на первом этапе использовался термин работоспособность) как меры полностью превратимой в другие виды энергии и деление на два вида энергии полностью превратимой в любой другой вид энергии и энергии, которая не может быть полностью превращена в другой вид энергии. Возможность превращения определяется характерными параметрами, в частности, температурой [1].

Наиболее распространенными видами энергии первого вида (типа) являются электроэнергия и механическая работа, второго вида — теплота, степень преобразования которой, например, в работу, зависит от потенциала теплоты — температуры и коэффициента работоспособности:

$$\tau_e = \frac{T - T_{oc}}{T},$$

где  $T$  — уровень используемого потока тепла,  $T_{oc}$  — температура окружающей среды.

Другой вид эксергии для потока рабочего тела зависит от температуры и давления и определяется зависимостью

$$E = (H - H_{oc}) - T_{oc}(S - S_{oc}),$$

где  $H$  и  $S$  — энтальпия и энтропия потока в любом состоянии,

$H_{oc}$  и  $S_{oc}$  — энтальпия и энтропия потока при температуре окружающей среды  $T_{oc}$  [1, 3].

Второе обстоятельство — необходимость корректной оценки двухцелевых процессов и установок, а также установок и систем с тремя и более потоками в виде сложного суммарного эффекта.

В ряде случаев и затрата энергии также представлена двумя и более потоками. В таких случаях использование выражения для КПД усложняется: суммирование потоков энергии, как было показано выше, не дает достоверного представления ни об эффекте, ни об эффективности.

С использованием понятия качества энергии становится возможным избежать возникающих недостатков в определении КПД  $\eta_e$ , названного эксергетическим и формулировать его в наиболее простом случае: один поток эксергии подводится и один отводится, как

$$\eta_e = \frac{E_2}{E_3},$$

где  $E_2$  — эксергия полученного эффекта,  $E_3$  — эксергия затраченной энергии.

В случае, если и в эффекте, и в затратах участвуют несколько потоков эксергии  $\eta_e$  определяется как

$$\eta_e = \frac{\sum E_2}{\sum E_3}.$$

Величина эксергетического КПД  $\eta_e$  всегда соответствует условию  $0 < \eta_e < 1$ , т. к. разность  $\sum E_2 - \sum E_3 = D$  определяет потери эксергии, тогда как в энергетическом ба-

лансе энергия не теряется, а только трансформируется из одних видов в другие.

Далее в настоящей статье рассматриваются наиболее типичные частные случаи определения эксергетических КПД расширительных машин как непосредственно, так и в установках и системах их включающих.

Наиболее распространенный и простой пример оценки показателей расширительных машин является адиабатный процесс расширения и использования относительного КПД, чаще всего называемого адиабатным  $\eta_{ад}$  или изоэнтропным  $\eta_s$ :

$$\eta_{ад} = \frac{\Delta h}{\Delta h_s},$$

где  $\Delta h$  и  $\Delta h_s$  — разности энтальпий в действительном и изоэнтропном процессах расширения соответственно.

Такой показатель характеризует совершенство процесса расширения. Величина эффекта выражается в зависимости от назначения машины: в силовых машинах (в турбинах) это равная  $\Delta h$  величина работы  $l$ , в холодильных процессах (детандерах) эффект выражен  $\Delta h$ . Однако, и в том, и другом случаях выражение учитывает только один эффект: в силовых машинах — полученную работу, в детандерах охлаждение рабочего тела.

В действительности в любом процессе расширения всегда присутствует второй эффект, который может быть использован.

В случае силовых машин (паровая или газовая турбина) это температура (энтальпия) на выходе, отличная от параметров окружающей среды. Наиболее яркие примеры: паровая турбина с противодавлением и отбором пара на технические нужды или газовая турбина с достаточно высокой для использования температурой уходящих газов (например,  $t_{yx} = 450 \div 500^\circ\text{C}$ ).

В турбодетандерах, в частности, в воздухоразделительных установках (ВРУ), второй эффект — это полезная механическая энергия в виде мощности генератора, компрессора или насоса. Следует отметить, что в ряде случаев по различным техническим причинам, отводимая от детандера мощность полезно не используется и затрачивается на торможение детандера. Выражение эксергетического КПД в общем случае для любой турбины может быть записано как

$$\eta_e = \frac{N_m + E_2}{\sum E_{ex}}$$

где  $N_m$  — отведенная полезная мощность турбины, отданная генератору, компрессору или насосу,  $E_2$  — эксергия рабочего тела на выходе турбины,  $\sum E_{ex}$  — сумма потоков эксергии, подведенных к системе. Если тепло или холод полезно используется, то

$$\sum E_{ex} = E_{pm\ ex} + E_Q$$

где  $E_{pm\ ex}$  — эксергия рабочего тела на входе в турбину,  $E_Q$  — эксергия подведенного на входе тепла  $E_{Qm}$  или холода  $E_{Qx}$ .

Приведенный КПД оценивает максимально возмож-

ное использование в обоих случаях эксергии на выходе из турбины  $E_2$ .

Для оценки КПД расширенной системы с использованием эксергии на выходе из турбины необходимо учитывать температурный уровень потребления тепла или холода.

Для силовых машин наиболее показательны процессы когенерации и тригенерации, столь часто анализируемые в последнее время.

В случае когенерации эксергетический КПД установки составит

$$\eta_{e \text{ ког}} = \frac{N_m + E_{Qm}}{\sum E_{ex}}$$

где, кроме известных величин,  $E_{Qm}$  означает эксергию потребляемого тепла с уровнем потребления  $T_m$ .

В случае тригенерации

$$\eta_{e \text{ триг}} = \frac{N_m + E_{Qm} + E_{Qo}}{\sum E_{ex}}$$

где  $E_{Qo}$  — эксергия потребляемого холода на уровне  $T_o$ .

К сожалению, в научной литературе, в частности в [4], приводятся КПД и даже их анализ фактически по коэффициенту использования тепла КИТ как в случае когенерации, так и тригенерации, что некорректно по изложенным выше причинам, т. к. слагаемые неаддитивны и значения показателя эффективности необоснованно завышены.

Для турбодетандеров необходимо рассматривать две категории этих машин:

- низкотемпературные турбодетандеры холодильных машин и воздухоразделительных установок;
- газовые турбодетандеры, чаще всего на природном газе, использующих избыточную энергию газа в подводящем трубопроводе по отношению к давлению потребления.

Несмотря на сложившуюся терминологию «детандер» в большинстве случаев это также силовая машина, цель которой получение мощности для выработки электроэнергии или привода нагнетателя. Для детандеров холодильных машин и ВРУ, используемых в расширенной системе «детандер + потребитель холода», эксергетический КПД определяем как:

$$\eta_e = \frac{N_m + E_{Qo}}{\sum E_{ex}},$$

где  $E_{Qo}$  эксергия потребления холода на уровне  $T_o$ .

$$\sum E_{ex} = E_{pm \text{ ex}} + E_x,$$

где  $E_{pm \text{ ex}}$  — эксергия рабочего тела на входе в детандер,  $E_x$  — эксергия подведенного холода на входе с целью получения более низкой температуры.

Для газовых детандеров необходимо различать два варианта: «теплый» и «холодный» детандеры. В первом случае при работе детандера при  $T > T_{oc}$  основной це-

лью является получение и использование вырабатываемой мощности и осуществление всего процесса при условии  $T_{вых} > T_{oc}$ . В этом случае на входе в детандер необходимо подводить тепло, как по причине недопущения  $T_{вых} < T_{oc}$  так и увеличения выработанной мощности.

Эксергетический КПД детандера определяется как

$$\eta_{e \text{ дет}} = \frac{N_{dem} + E_2}{\sum E_{ex}}$$

В сумме  $\sum E_{ex} = E_{pm} + E_{Qm}$  особенно важное значение имеет величина  $E_{Qm}$  — эксергия подводимого на входе тепла, зависящая от способа нагрева (уходящие газы, пар от ТЭЦ, циркуляционная вода и т. д.).

Как КПД детандера, так и технико-экономические показатели зависят от способа подвода тепла к ПГ. Подробное исследование этого вопроса проведено в работе [5].

В случае «холодного» детандера процесс расширения происходит на уровне  $T < T_{oc}$  и при всей формальной аналогии оценки эффективности и составлении формулы оценки КПД

$$\eta = \frac{N_T + E_{Qx}}{\sum E_{ex}}$$

следует учитывать приоритет используемого эффекта — получение холода и величину  $E_{Qx}$  и вырабатываемую мощность  $N_T$ .

В этом случае в сумме  $\sum E_{ex} = E_{pm} + E_Q$  большое значение имеет энергия подведенного на входе в детандер тепла, при этом величина  $N_T$  с понижением температуры на входе уменьшается. Использование нагрева газа на входе чаще всего по технологическим требованиям приводит к незначительному росту  $N_T$  и уменьшению холодопроизводительности  $E_{Qx}$ .

В качестве примера необходимости использования именно эксергетического метода определения полезного эффекта, создаваемого многоцелевой системой, рассмотрим случай использования газового детандера на тепловой электрической станции.

Газовый детандер для понижения давления, поступающего к энергетическим котлам топливного газа из газопроводов высокого давления I-й и II-й категорий, с одновременной выработкой электрической энергии в генераторе, кинематически связанном с ним, в энергетике России был использован только в рамках отдельных проектов.

В случае отсутствия предварительного подогрева природного газа перед его расширением в детандере существенно снижается его энтальпия. При этом, если подогрев газа не будет организован непосредственно перед подачей его в топку котельной установки, то это повлечет перерасход газа, вызванный необходимостью восстановления его энтальпии до значения, которое газ имел после дросселирования. Таким образом, физическая теплота, внесенная газом в топку котла должна оставаться неизменной после замены

дросселирования на использование газовых детандеров. Для рассмотренного случая, когда получаемый после расширения газа в детандере холод полезно не используется в схеме, а наоборот, является нежелательным, побочным эффектом КПД имеет следующий вид:

$$\eta_{e \text{ дет}} = \frac{N_{\text{дет}}}{E_{\text{вх}} + E_{\text{п.т.}}},$$

где  $E_{\text{п.т.}}$  — эксергия топлива, которое необходимо дополнительно сжечь для восстановления энтальпии основного потока газа до значения, которое газ имел после дросселирования.

Рассмотренная схема применения газового детандера может быть усовершенствована таким образом, что полученный после расширения в детандере холод будет иметь необходимый для конденсации отдельных газовых фракций (пропана, бутана и т. д.) температурный уровень, и отводимый конденсат будет полезно использован, например, в качестве резервного топлива [6]. Следует отметить, что реализация подобных схем целесообразна в случае, если используемый природный газ является жирным или смешанным. В этом случае эффективность схемы применения детандера можно оценить так:

$$\eta_{e \text{ дет}} = \frac{N_{\text{дет}} + E_{\text{суг}}}{E_{\text{вх}} + E_{\text{п.т.}}},$$

где  $E_{\text{суг}}$  — эксергия отводимого газового конденсата.

## Выводы

На основе эксергетического метода представлен единый подход к определению эффекта и КПД расширительных силовых машин и детандеров.

Даны примеры определения эксергетического КПД как наиболее корректной оценки эффективности двух и многоцелевых установок и систем, а также газового детандера для охлаждения и ожижения природного газа с целью дальнейшего использования в качестве резервного топлива.

## Литература

1. Бродянский В. М. Энергетический метод термодинамического анализа. — М.: Энергия, 1973, — 296 с.
2. Андриященко А. И. О применении эксергии для анализа совершенства и оптимизации теплоэнергетических установок. Энергетика. Изд. ВУЗов №4, 1989, — 59–64с.
3. Соколов Е. Я., Бродянский В. М. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: Учебное пособие для ВУЗов. — М.: Энергоатомиздат, 1981, — 320 с.
4. Схемы тригенерационных установок для централизованного электроснабжения. / А. В. Клименко, В. С. Агабабов, И. П. Ильина, В. Д. Рожнаковский, А. В. Бурмакина. // Теплоэнергетика, 2016, №6, с. 36–33.
5. Жигулина Е. В. Повышение эффективности использования избыточного давления природного газа на основе рационального выбора системы подогрева. Дис. канд. техн. наук. — М., 2011. — 170 с.
6. Жигулина Е. В., Хромченков В. Г., Кривоконь В. М. Система для подготовки природного газа к сжиганию в котлоагрегатах. Патент на полезную модель №152385. (РФ). — 3с.: ил.

