

УДК 621.165

*А. С. МАЗУРЕНКО*, д-р техн. наук, проф.; ОНПУ, Одесса;  
*А. Е. ДЕНИСОВА*, д-р техн. наук, проф.; ОНПУ, Одесса;  
*А. А. КЛИМЧУК*, канд. техн. наук, доц.; ОНПУ, Одесса;  
*НГО МИНЬ ХИЕУ*, аспирант ОНПУ, Одесса (Вьетнам, Ханой)

## МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСЕРГЕТИЧЕСКОГО АНАЛИЗА РАЗЛИЧНЫХ СХЕМ ЭНЕРГОУСТАНОВОК НА БИОГАЗЕ

Рассмотрены принципиальные тепловые схемы различных биогазовых энергоустановок и выполнен анализ перспектив их использования. Представлена методика эксергетического анализа различных схем биогазовых установок, выполнено сопоставление параметров циклов рассматриваемых установок, приведен расчет и анализ эксергетических характеристик газотурбинной установки, парогазовой установки со сбросом газов в котел и парогазовой установки с высокотемпературным парогенератором и промежуточным перегревом пара.

**Ключевые слова:** эксергетические характеристики, газотурбинная установка, парогазовая установка со сбросом газов в парогенератор; парогазовая установка с высокотемпературным парогенератором и промежуточным перегревом пара.

**Введение.** Биогазовые энергоустановки, являющиеся альтернативой традиционным электростанциям, широкого распространения пока не получили. Это объясняется, во-первых, тем, что при использовании природного газа, затраты на обслуживание традиционных энергоустановок минимальны, а применение биогаза связано с плохо прогнозируемыми затратами на сбор, транспортировку, хранение и подготовку сырья. Поэтому использование биотоплива экономически целесообразно в местах, расположенных вблизи аграрного производства, где развита инфраструктура сбора и подготовки биомассы к использованию в энергоустановках [1]. Во-вторых, целесообразность использования альтернативного топлива зависит от тепловой эффективности энергоустановки. Одним из направлений повышения тепловой эффективности биогазовых технологий является применение парогазовых установок.

**Эксергетический метод анализа тепловых схем биогазовых энергоустановок.** Для анализа эффективности различных тепловых схем биогазовых установок воспользуемся эксергетическим методом [2].

Эксергия теплоты определяется наибольшей удельной работой, которую можно получить из располагаемого удельного количества теплоты  $q$ , равна удельной работе обратимого цикла Карно

$$l_{\text{ц}} = q\eta_{\text{ц}}, \quad (1)$$

где  $\eta_{\text{ц}} = 1 - \frac{T_0}{T}$  – термический КПД цикла Карно;  $q$  – удельная располагаемая теплота, кДж/кг;  $T_0$  – температуры теплоприемника (окружающей среды), К;  $T$  – заданная температура теплоотдатчика, К.

При этом удельная эксергия теплоты заданного потенциала  $T$

$$ex = q \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right). \quad (2)$$

Эксергия потока рабочего тела определяется максимальной полезной работой, которую можно получить при обратимом переходе рабочего тела в состояние термодинамического равновесия с окружающей средой ( $p_0, T_0$ )

$$ex = i - i_0 - T_0(s - s_0) = l_{\text{пот}} + \Delta ex, \quad (3)$$

где  $l_{\text{пот}} = i - i_0$  – удельная работа потока, кДж/кг;  $\Delta ex = T_0(s - s_0)$  – потеря удельной эксергии рабочего тела в потоке, кДж/кг.

Поскольку работа потока

$$\delta l_{\text{пот}} = -di = -vdp, \quad (4)$$

то удельную работу удобно определить по  $i-s$  диаграмме

$$l_{\text{пот}} = \Delta i_{1-a} = i_1 - i_a = -\int_1^2 vdp, \quad (5)$$

где  $i_1 - i_a$  – разность удельных энтальпий рабочего тела при расширении в турбине с производством удельной работы потока  $l_{\text{пот}}$ , кДж/кг.

Для источника теплоты – продуктов сгорания, изменяющих свою температуру при движении по газоходам парогенератора, справедливо

$$ex = T_0 \Delta S, \quad (6)$$

где  $\Delta S = \int_{\text{вх}}^{\text{вых}} \frac{\delta q}{T}$  – уменьшение удельной энтропии газа при отдаче теплоты рабочему телу (воде), кДж/(кг·К).

Эксергетический КПД цикла определяется отношением полезно используемой эксергии  $\Delta ex_{\text{п}}$  ко всей израсходованной  $\Delta ex_{\text{рас}}$

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{\Delta ex_{\text{п}}}{\Delta ex_{\text{рас}}}. \quad (7)$$

Применительно к энергоустановкам полезно используемая эксергия превращается в действительную работу цикла  $l_{\text{ц.д}}$  с учетом его необратимости, а израсходованная эксергия является разностью подведенной эксергии  $ex_1$  в цикле и отведенной  $ex_2$

$$\eta_{\text{ц}} = \frac{l_{\text{ц.д}}}{ex_1 - ex_2}. \quad (8)$$

По разности удельных эксергий или удельных энтальпий в начальной и конечной точках процесса, можно определить тепловую эффективность соответствующей биогазовой энергоустановки. Определим полезную работу изоэнтропного расширения рабочего тела в газовой турбине

$$l_{\text{ТГ}} = e_{\text{ВХ}} - e_{\text{ВЫХ}} = i_1 - i_2, \quad (9)$$

где  $e_{\text{ВХ}}, e_{\text{ВЫХ}}$  – удельные эксергии рабочего тела в потоке на входе и выходе, кДж/кг.

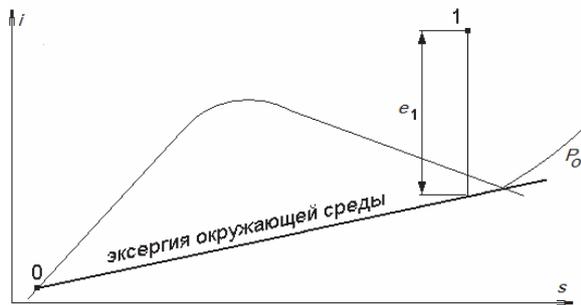


Рис. 1 – Эксергия на  $i$ - $s$  диаграмме водяного пара:  
 $e_1$  – эксергия точки 1 относительно нулевого состояния

Линии равных значений эксергии в  $i$ - $s$  диаграмме прямые и в области насыщенного пара совпадают с линиями  $T = \text{const}$  ( $P = \text{const}$ ). Линия, соответствующая  $ex = 0$  касается изобары  $P_0$  в точке окружающей среды 0. Отрезок по изоэнтропе между точкой, определяющей состояние вещества, и линией окружающей среды представляет собой эксергию относительно нулевого состояния (рис. 1).

Удельная работа изоэнтропного расширения газа в газовой турбине

$$l_{\text{ТГ}} = c_{\text{р.Г}} \Delta t_{\text{ТГ}}, \quad (10)$$

где

$$\Delta t_{\text{ТГ}} = T_1 \left( 1 - \frac{1}{\pi_{\text{ТГ}}^{\frac{k_{\text{Г}} - 1}{k_{\text{Г}}}}} \right); \quad (11)$$

$c_{\text{р.Г}}$  – удельная теплоемкость рабочего тела, кДж/(кг·К);  $T_1$  – температура газа на входе в турбину, К;  $\pi_{\text{ТГ}}$  – степень расширения газа в турбине;  $k_{\text{Г}}$  – коэффициент адиабаты газа.

Удельная работа изоэнтропного сжатия воздуха в воздушном компрессоре

$$l_{\text{К}} = c_{\text{р.В}} \Delta t_{\text{ВК}}, \quad (12)$$

где

$$\Delta t_{\text{ВК}} = T_4 \left( \pi_{\text{К}}^{\frac{k_{\text{В}} - 1}{k_{\text{В}}}} - 1 \right); \quad (13)$$

$c_{\text{р.В}}$  – удельная теплоемкость рабочего тела (воздуха), кДж/(кг·К);  $T_4$  – температура воздуха на входе в воздушный компрессор, К;  $\pi_{\text{К}}$  – степень сжатия воздуха в воздушном компрессоре;  $k_{\text{В}}$  – коэффициент адиабаты воздуха.

Удельная работа изоэнтропного сжатия воды в питательном насосе

$$l_{\text{нн}} = \Delta p \Delta V, \quad (14)$$

где  $\Delta p$  – разность давлений в насосе, кПа;  $\Delta V$  – удельный объем питательной воды, подаваемый питательным насосом в парогенератор, м<sup>3</sup>/кг.

**Эксергетические характеристики различных схем биогазовых энергоустановок.** Используя приведенные выше расчетные формулы, определим эксергетические КПД для различных схем биогазовых энергоустановок (рис. 2–4). Для

учета потерь эксергии на трение рабочего тела в элементах установки, будем использовать адиабатные КПД. Реальные процессы расширения и сжатия в цикле отклоняются от изоэнтроп с увеличением энтропии на  $\Delta S$ . Для анализа эффективности тепловых схем посредством эксергетического метода ограничим систему, включающую элементы, которые вырабатывают либо потребляют электрическую или механическую энергию, контрольной поверхностью для учета входящих и выходящих потоков эксергии, пересекающих указанную поверхность.

**Результаты расчета эксергетических характеристик различных схем биогазовых энергоустановок.** В качестве примера выполним расчет эксергетического КПД для трех циклов (рис. 2–4) биогазовых энергоустановок. Параметры цикла газотурбинной установки (ГТУ) для рассматриваемых тепловых схем приняты одинаковыми (табл. 1).

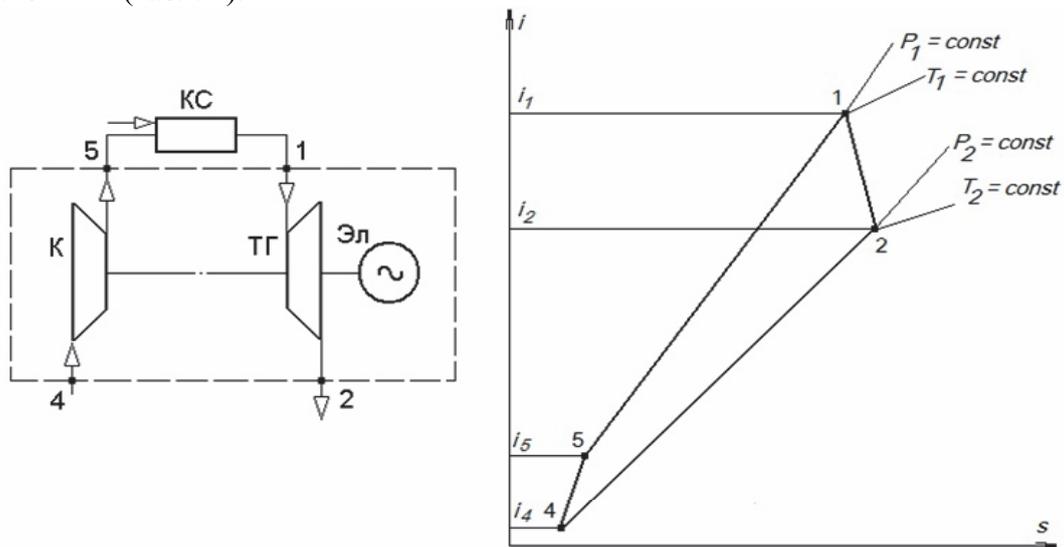


Рис. 2 – Схема и цикл газотурбинной установки:  
 К – компрессор; КС – камера сгорания; ТГ – турбина газовая; Эл – электрогенератор

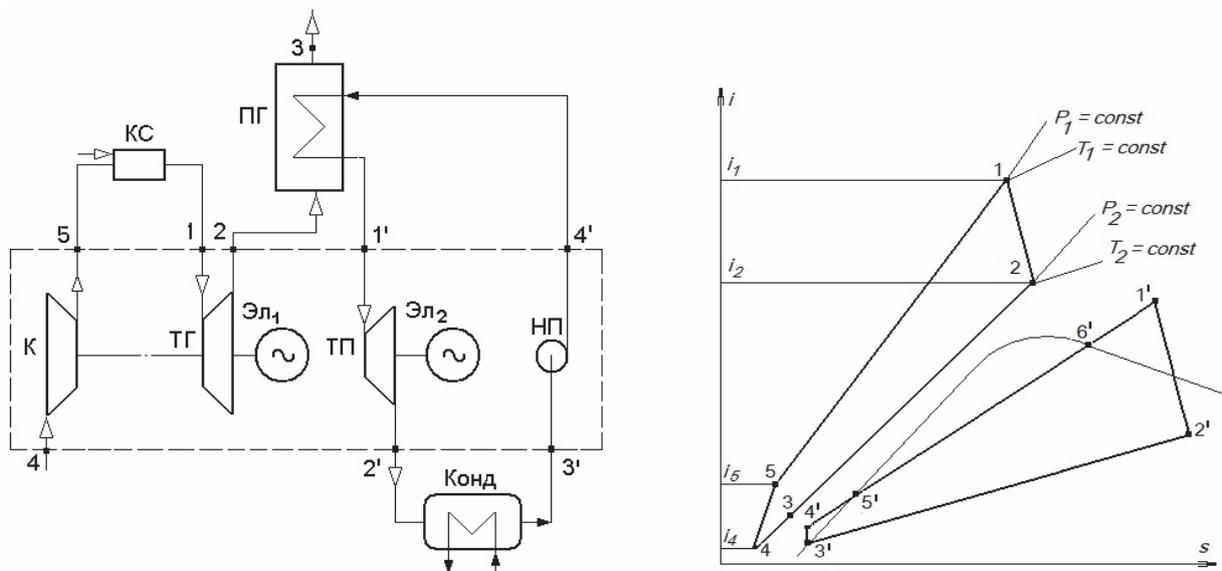


Рис. 3 – Схема ПГУ со сбросом газов в парогенератор:  
 К – компрессор; КС – камера сгорания; ТГ – турбина газовая; ТП – турбина паровая;  
 НП – питательный насос; Конд – конденсатор; ПГ – парогенератор; Эл – электрогенератор

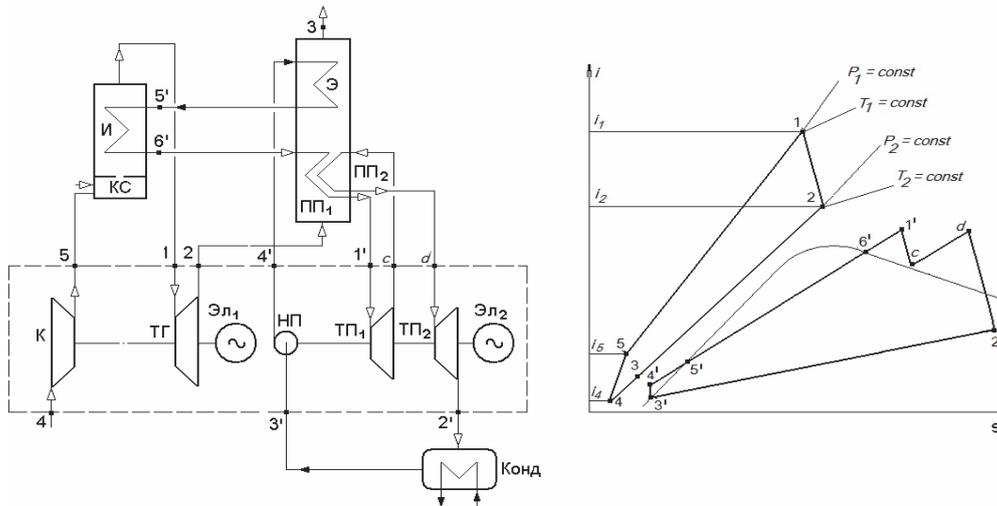


Рис. 4 – Схема и цикл ПГУ с высоконапорным парогенератором (ВП) и промежуточным перегревом пара: К – компрессор; КС – камера сгорания; ТГ – турбина газовая; ПП – пароперегреватель; Э – экономайзер; Эл – электрогенератор; И – испаритель парогенератора; ТП – турбина паровая; Конд – конденсатор; ТП – питательный насос

Таблица 1

Параметры ГТУ

№ точки цикла ГТУ (рис. 2)	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{бар}$	$i, \text{кДж/кг}$
1	1000	6,1	1250
2	588	1,02	807
4	20	1,0	21
5	251	6,12	254

**Эксергетический КПД для ГТУ.** Для учета потерь трения при сжатии рабочего тела в компрессоре (рис. 2) адиабатный КПД компрессора принят  $\eta_k = 0,85$ ; газовой турбины –  $\eta_{ТГ} = 0,9$ .

Согласно уравнению (8) эксергетический КПД ГТУ

$$\eta_{ц1} = \frac{l_{ц.д}}{ex_1 - ex_2} = \frac{l_{ТГ}\eta_{ТГ} - l_k/\eta_k}{q} = \frac{(i_1 - i_2) - (i_5 - i_4)}{i_1 - i_5}, \quad (15)$$

где  $i_1, i_2, i_4, i_5$  – энтальпия продуктов сгорания и воздуха в соответствующих точках цикла ГТУ, кДж/кг.

Значения энтальпий  $i_1$  и  $i_4$  (табл. 1) определяются расчетным путем ( $i = c_p t$ ) по заданной температуре  $t_1$  и  $t_4$  и теплоемкости продуктов сгорания и воздуха [3], соответственно, а значения энтальпий  $i_2$  и  $i_5$  – по формулам (10), (12) с учетом  $\eta_k$  и  $\eta_{ТГ}$ .

Окончательно для ГТУ

$$\eta_{ц1} = \frac{(1250 - 807) - (254 - 21)}{1250 - 254} = 0,21.$$

**Эксергетический КПД для парогазовой установки цикла (ПГУ) со сбросом газов в парогенератор.** Для паровой турбины ПГУ (рис. 3) адиабатный КПД  $\eta_{ТП} = 0,9$ ; температура газов на выходе из парогенератора  $t_3 = 150 ^\circ\text{C}$ ; удельная теплоемкость газа, поступающего из ГТ ПГУ в парогенератор  $c_{p.г} = 1,19 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$  [3] при

температуре  $t_2 = 588$  °С. Построение парового цикла ПГУ выполнено с использованием  $i-s$  диаграммы водяного пара.

Таблица 2

Параметры ПГУ

№ точки цикла ПГУ (рис. 3)	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{бар}$	$i, \text{кДж/кг}$
1'	550	10	3600
2'	33	0,05	2510
3'	33	0,05	138
4'	36	10,1	170

С учетом того, что для нагрева 1 кг воды необходимо затратить теплоту  $m$  кг газа, из теплового баланса парогенератора

$$m = \frac{G_{\Gamma}}{G_{\text{В}}} = \frac{i_{1'} - i_{4'}}{i_{2'} - i_{3'}}, \quad (16)$$

где  $G_{\Gamma}$  и  $G_{\text{В}}$  – соответственно расходы газа в газотурбинном цикле и воды в паротурбинном цикле ПГУ.

С учетом формулы (16)

$$m = \frac{G_{\Gamma}}{G_{\text{В}}} = \frac{i_{1'} - i_{4'}}{c_{\text{р.г}}(t_2 - t_3)} = \frac{3600 - 170}{1,19 \cdot (588 - 150)} = 6,6 \text{ кг газа/кг воды.}$$

Согласно формуле (8) эксергетический КПД ПГУ

$$\begin{aligned} \eta_{\text{ц2}} &= \frac{l_{\text{ц.д}}}{ex_1 - ex_2} = \frac{m(l_{\text{ТГ}}\eta_{\text{ТГ}} - l_{\text{К}}/\eta_{\text{К}}) + (l_{\text{ТП}}\eta_{\text{ТП}} - l_{\text{ПН}}/\eta_{\text{ПН}})}{q} = \\ &= \frac{m [(i_1 - i_2) - (i_5 - i_4)] + (i_{1'} - i_{2'}) - (i_{4'} - i_{3'})}{m(i_1 - i_5)}. \end{aligned} \quad (17)$$

где  $l_{\text{ТП}}$  – удельная работа изоэнтропного расширения пара в паровой турбине, кДж/кг;  $l_{\text{ПН}}$  – удельная работа изоэнтропного сжатия конденсата в питательном насосе, кДж/кг;  $\eta_{\text{ПН}}$  – КПД питательного насоса.

После подстановки значений массы газа  $m$  и энтальпий в соответствующих точках цикла ПГУ (табл. 1 и 2) эксергетический КПД ПГУ со сбросом газов в парогенератор

$$\eta_{\text{ц2}} = \frac{6,6 \cdot [(1250 - 807) - (254 - 21)] + (3600 - 2510) - (170 - 138)}{6,6 \cdot (1250 - 254)} = 0,37.$$

**Эксергетический КПД парогазового цикла с промежуточным перегревом пара и высоконапорным парогенератором (ПГУ с ВП).** Построение парового цикла ПГУ ВП (рис. 4) выполнено с использованием  $i-s$  диаграммы водяного пара при тех же параметрах цикла ГТУ (табл. 1).

Из теплового баланса теплообменника, включающего экономайзер и пароперегреватель (рис. 4), можно определить массу газа  $m'$ , необходимую для нагрева 1 кг воды

$$m' = \frac{(i_{5'} - i_{4'}) + (i_{1'} - i_{6'}) + (i_d - i_c)}{(i_2 - i_3)} \quad (18)$$

После подстановки значений энтальпий в соответствующих точках цикла ПГУ с ВП (табл. 3) в формулу (18)

$$m' = \frac{(1531 - 170) + (3480 - 2592) + (3600 - 2880)}{(807 - 165)} = 4,6 \text{ кг газа/кг воды.}$$

Согласно формуле (8) эксергетический КПД ПГУ с ВП

$$\eta_{\text{цз}} = \frac{l_{\text{ц.д}}}{ex_1 - ex_2} = \frac{\Sigma l}{q} = \frac{m'[(i_1 - i_2) + (i_5 - i_4)] + (i_{1'} - i_c) + (i_d - i_{2'}) - (i_{4'} - i_{3'})}{m'[(i_1 - i_5) + (i_{6'} - i_{5'})]} \quad (19)$$

Таблица 3

Параметры ПГУ с ВП

№ точки цикла ПГУ с ВП (рис. 4)	$t$ , °C	$P$ , бар	$i$ , кДж/кг
1'	550	140	3480
c	220	10,1	2880
d	550	10	3600
2'	33	0,05	2510
3'	33	0,05	138
4'	36	141	170
5'	335	140,5	1531
6'	335	140,5	2592

Подставляя значения  $m$  и  $i$  для соответствующих точек (табл. 1–3), получим КПД ПГУ с ВП

$$\eta_{\text{цз}} = \frac{4,6 \cdot [(1250 - 807) + (254 - 21)] + (3480 - 2880) + (3600 - 2510) - (170 - 138)}{4,6 \cdot [(1250 - 254) + (2592 - 1531)]} = 0,47.$$

**Выводы.** Как видно, из приведенных выше расчетов цикл биогазовой ПГУ с промежуточным перегревом пара и использованием высоконапорного парогенератора (рис. 4) является наиболее эффективным по эксергетическим показателям.

**Список литературы:** 1. Мазуренко, А. С. Економічна ефективність парогазових установок на біопаливі [Текст] / А. С. Мазуренко, А. Є. Денисова, Нго Мінь Хієу // Енергетика: економіка, технології, екологія. – 2013. – № 1(32). – С. 15–19. – ISSN 1813-5420. 2. Бродянский, В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа [Текст] / В. М. Бродянский. – М.: Энергия, 1973. – 296 с. 3. Арсеньев, Л. В. Стационарные газотурбинные установки [Текст] / Л. В. Арсеньев, В. Г. Тырышкин, И. А. Богов. – Л.: Машиностроение, 1989. – 513 с.

**Bibliography (transliterated):** 1. Mazurenko, A. S., A. Ye. Denysova and Ngo Min' Hijeu. "Ekonomichna efektyvnist' parogazovyh ustanovok na biopalyvi." *Energetyka: ekonomika, tehnologii, ekologija* 1 (32) (2013): 15–19. ISSN 1813-5420. Print. 2. Brodjanskij, V. M. *Jeksergeticheskij metod termodinamicheskogo analiza*. Moscow: Jenergija, 1973. Print. 3. Arsen'ev, L. V., V. G. Tyryshkin and I. A. Bogov. *Stacionarnye gazoturbinnye ustanovki*. Leningrad: Mashinostroenie, 1989. Print.

Поступила (received) 02.12.2013