

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

$$l_{ц} = q\eta_{ц}, \quad (1)$$

где $\eta_{ц} = 1 - \frac{T_0}{T}$ – 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.

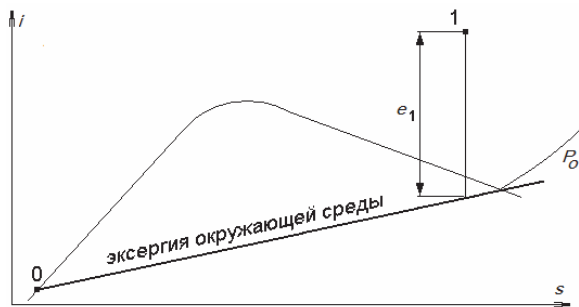


Рис. 1 – Эксергия на i - s диаграмме водяного пара:
 e_1 – эксергия точки 1 относительно нулевого состояния

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 Δp – разность давлений в насосе, кПа; ΔV – удельный объем питательной воды, подаваемый питательным насосом в парогенератор, м³/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 ΔS . 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).

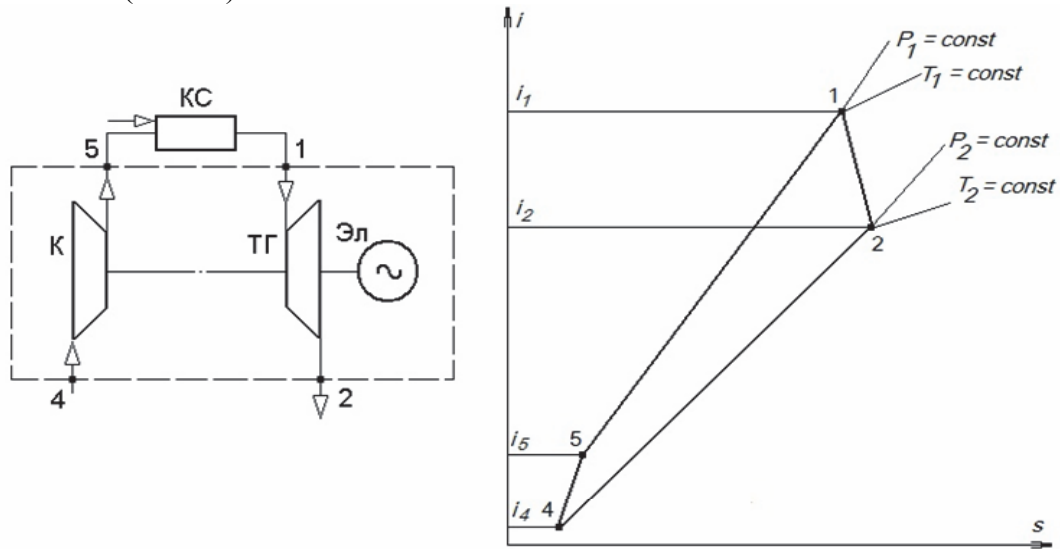


Рис. 2 – Схема и цикл газотурбинной установки:

К – компрессор; КС – камера сгорания; ТГ – турбина газовая; Эл – электрогенератор

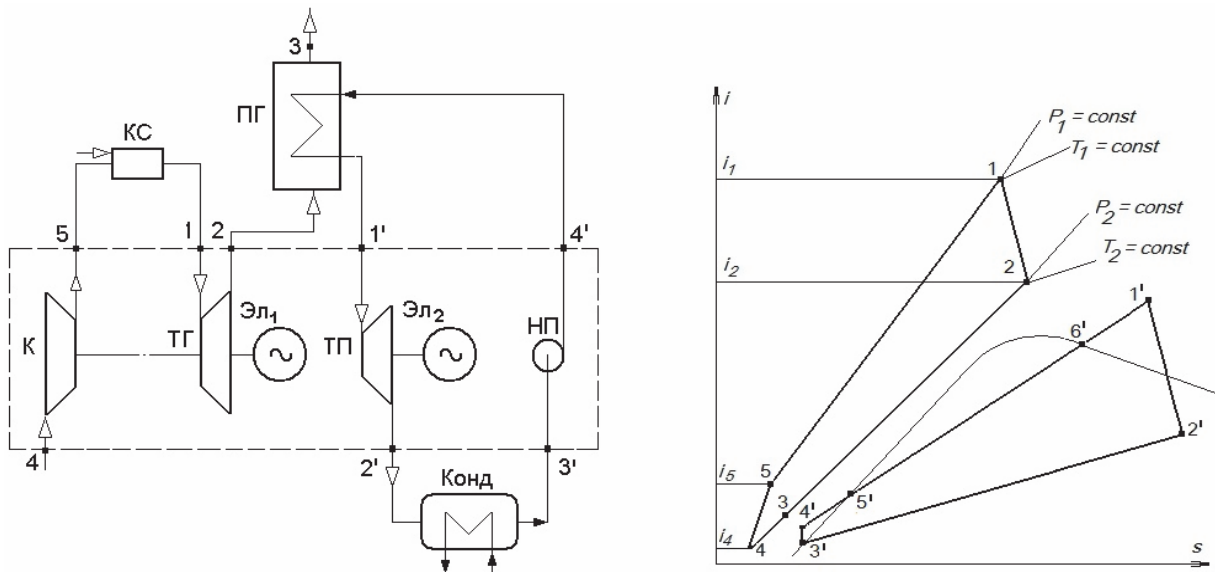


Рис. 3 – Схема ПГУ со сбросом газов в парогенератор:

К – компрессор; КС – камера сгорания; ТГ – турбина газовая; ТП – турбина паровая; НП – питательный насос; Конд – конденсатор; ПГ – парогенератор; Эл – электрогенератор

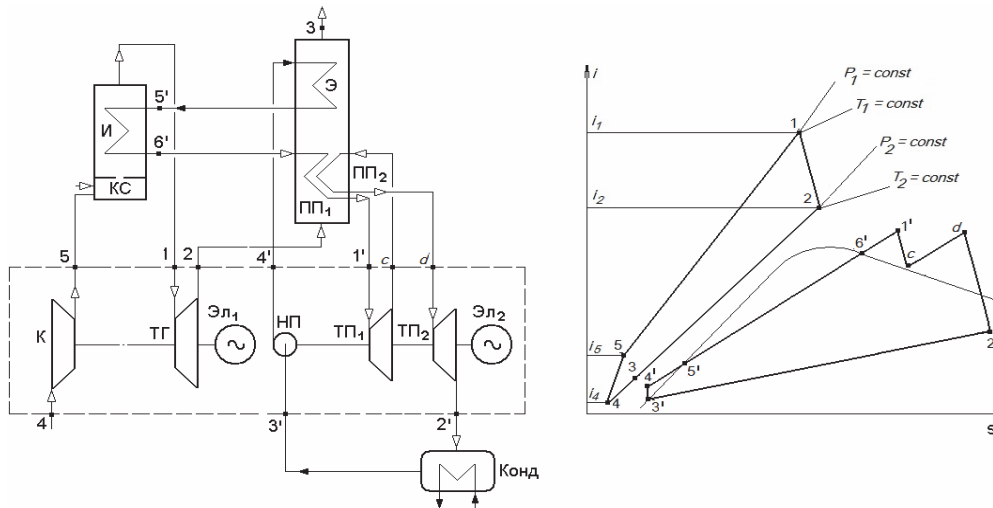


Рис. 4 – Схема и цикл ПГУ с высоконапорным парогенератором (ВП) и промежуточным перегревом пара: К – компрессор; КС – камера сгорания; ТГ – турбина газовая; ПП – пароперегреватель; Э – экономайзер; Эл – электрогенератор; И – испаритель парогенератора; ТП – турбина паровая; Конд – конденсатор; ТП – питательный 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 η_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_{Γ} 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 изэнтропного расширения пара в паровой турбине, кДж/кг; $l_{\text{ПН}}$ – удельная работа изэнтропного 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

$$\eta_{цз} = \frac{l_{ц.д}}{ex_1 - ex_2} = \frac{\Sigma l}{q} = \frac{m'[(i_1 - i_2) + (i_5 - i_4)] + (i_1' - i_c) + (i_d - i_2') - (i_4' - i_3')}{m'[(i_1 - i_5) + (i_6' - i_5')]} \quad (19)$$

Таблица 3

Параметры ПГУ с ВП

№ точки цикла ПГУ с ВП (рис. 4)	$t, ^\circ\text{C}$	$P, \text{ бар}$	$i, \text{ кДж/кг}$
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

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

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 Минь 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' parogazovoh 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