

УДК 636:631

А.Е. Денисова, д-р техн. наук, проф.,
Нго Минь Хиеу, магістр,
Одес. нац. политехн. ун-т

ЭКСЕРГЕТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ БИОГАЗОВЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

А.Е. Денисова, Нго Минь Хиеу. Эксергетичні характеристики біогазових енергоустановок. Розглянуто проблеми та перспективи використання біогазових енергоустановок. Представлено методику ексергетичного аналізу різних схем біогазових установок, виконано зіставлення параметрів циклів розглянутих установок і наведено розрахунок й аналіз ексергетичних характеристик газотурбінної установки, парогазової установки зі скиданням газів у парогенератор та парогазової установки з високотемпературним парогенератором і проміжним перегрівом пари.

Ключові слова: ексергетичні характеристики, газотурбінна установка, парогазова установка зі скиданням газів у парогенератор, парогазова установка з високотемпературним парогенератором і проміжним перегрівом пари.

А.Е. Денисова, Нго Минь Хиеу. Эксергетические характеристики биогазовых энергоустановок. Рассмотрены проблемы и перспективы использования биогазовых энергоустановок. Представлена методика эксергетического анализа различных схем биогазовых установок, выполнено сопоставление параметров циклов рассматриваемых установок и приведены 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: эксергетической характеристики, газотурбинная установка, парогазовая установка со сбросом газов в парогенератор, парогазовая установка с высокотемпературным парогенератором и промежуточным перегревом пара.

A.E. Denysova, Ngo Min Khieu. Exergy parametrs of biogas power plants. The problems and prospects for use of biogas power units are considered. The technique of exergy analysis of the various schemes of biogas plants is proposed. The comparison of cycle parameters of the biogas plants is performed. Both the calculation and the analysis of exergetic characteristics of the gas turbine unit, gas-steam installations with discharge of gas to the boiler and combined cycle gas turbines with a steam generator and high-temperature boiler and reheat of steam are adduced.

Keywords: exergy characteristics, gas turbine, combined cycle unit with discharge of gas to the steam generator, combined cycle unit with high-temperature steam generator and reheat of steam.

Несмотря на преимущества биогазовых электростанций, являющихся альтернативой традиционным энергоустановкам, широкого распространения они пока не получили. Во-первых, это объясняется тем, что при использовании природного газа затраты на обслуживание установок минимальны, а применение биогаза связано с плохо прогнозируемыми затратами на сбор, транспортировку, хранение и подготовку сырья. Поэтому замена традиционного топлива биогазом экономически оправдана в местах, расположенных рядом с аграрным производством, где развита инфраструктура сбора и подготовки биомассы к использованию в энергоустановках [1]. Во-вторых, целесообразность использования альтернативного топлива определяется тепловой эффективностью энергоустановки. Одним из направлений повышения тепловой эффективности биогазовых технологий является применение парогазовых установок. 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 , и равна удельной работе обратимого цикла Карно

$$l_{ц} = q\eta_{c}, \quad (1)$$

где $\eta_c = 1 - \frac{T_0}{T}$ — 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

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

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 газодамам 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 изэнтропного расширения рабочего тела в газовой турбине

$$l_{\text{т}} = e_{\text{вх}} - e_{\text{вых}} = i_1 - i_2, \quad (9)$$

где $e_{\text{вх}}, e_{\text{вых}}$ — удельные эксергии рабочего тела в потоке на входе и выходе, кДж/кг.

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 изотропного расширения газа в газовой турбине

$$l_{\text{тр}} = c_{p,g} \Delta t_{\text{тр}}, \quad (10)$$

$$\text{где } \Delta t_{\text{тр}} = T_1 \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{тр}}^{\frac{k_g-1}{k_g}}} \right), \quad (11)$$

$c_{p,g}$ — удельная теплоемкость рабочего тела (газа), Дж/(кг·К);

T_1 — температура газа на входе в турбину, К;

$\pi_{\text{тр}}$ — степень расширения газа в турбине;

k_g — коэффициент адиабаты газа.

Удельная работа изотропного сжатия воздуха в воздушном компрессоре

$$l_{\text{к}} = c_{p,v} \Delta t_{\text{вк}}, \quad (12)$$

$$\text{где } \Delta t_{\text{к}} = T_4 \left(\pi_{\text{к}}^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right), \quad (13)$$

$c_{p,v}$ — 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_a — коэффициент адиабаты воздуха.

Удельная работа изотропного сжатия воды в питательном насосе

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

где Δp — разность давлений в насосе, кПа;

ΔV — удельный объем питательной воды, подаваемый питательным насосом в парогенератор, м³/кг.

Используя приведенные расчетные формулы, определим эксергетические КПД для различных схем биогазовых энергоустановок (рис. 2...4). Для учета потерь эксергии на трение рабочего тела в элементах установки, воспользуемся адиабатными КПД. Реальные процессы расширения и сжатия в цикле отклоняются от изотроп с увеличением энтропии на ΔS . Для эксергетического анализа эффективности тепловых схем посредством ограничим систему, включающую элементы, которые вырабатывают либо потребляют электрическую либо механическую энергию, контрольной поверхностью для учета входящих и выходящих потоков эксергии, пересекающих указанную поверхность.

В качестве примера выполним расчет эксергетического КПД трех циклов биогазовых энергоустановок. Параметры цикла газотурбинной установки (ГТУ) для рассматриваемых тепловых схем (см. рисунки 2...4) приняты одинаковыми (табл. 1).

Таблица 1

Параметры ГТУ

№ точки цикла ГТУ (см. рисунок 2)	t , °С	P , бар	i , кДж/кг
1	1000	6,1	1250
2	588	1,02	807
3	20	1,0	21
5	251	6,12	254

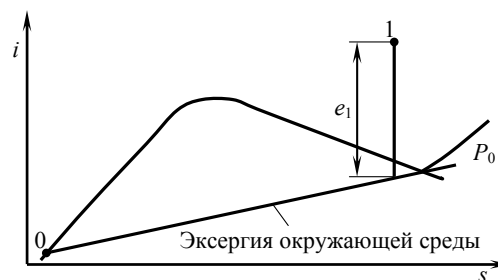


Рис. 1. Эксергия на i - s диаграмме водяного пара: e_1 — эксергия точки 1 относительно нулевого состояния

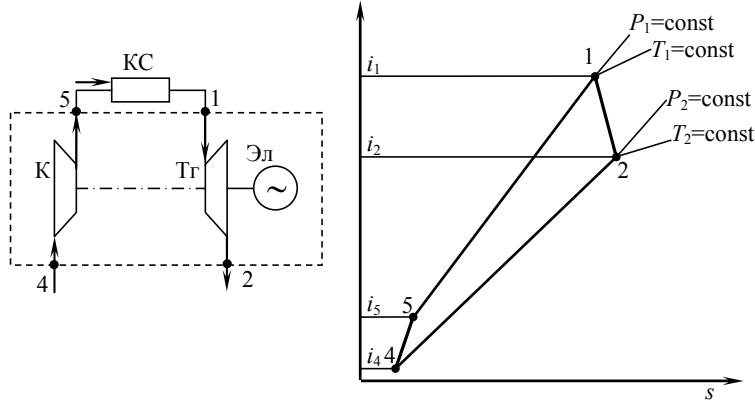


Рис. 2. Схема и цикл газотурбинной установки: К — компрессор; КС — камера сгорания; ТГ — турбина газовая; Эл — электрогенератор

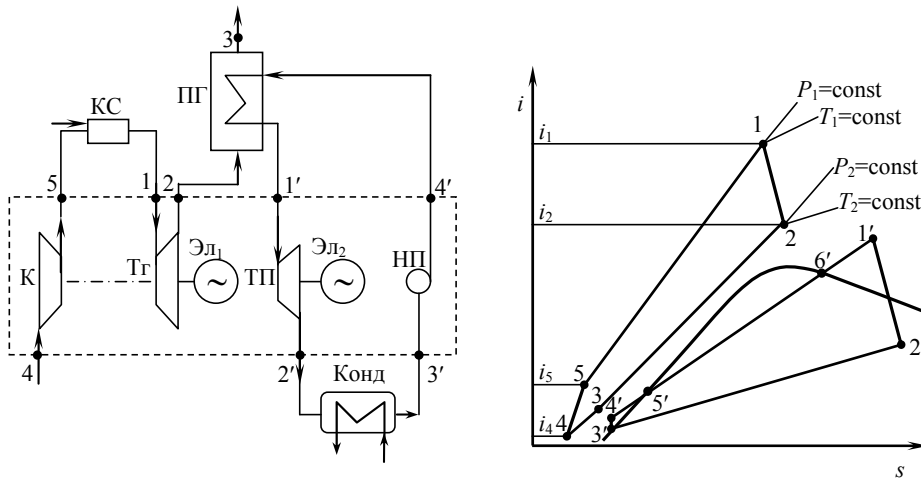


Рис. 3. Схема парогазовой установки со сбросом газов в парогенератор: К — компрессор; КС — камера сгорания; ТГ — турбина газовая; ТП — турбина паровая; НП — питательный насос; Конд — конденсатор; ПГ — парогенератор; Эл — электрогенератор

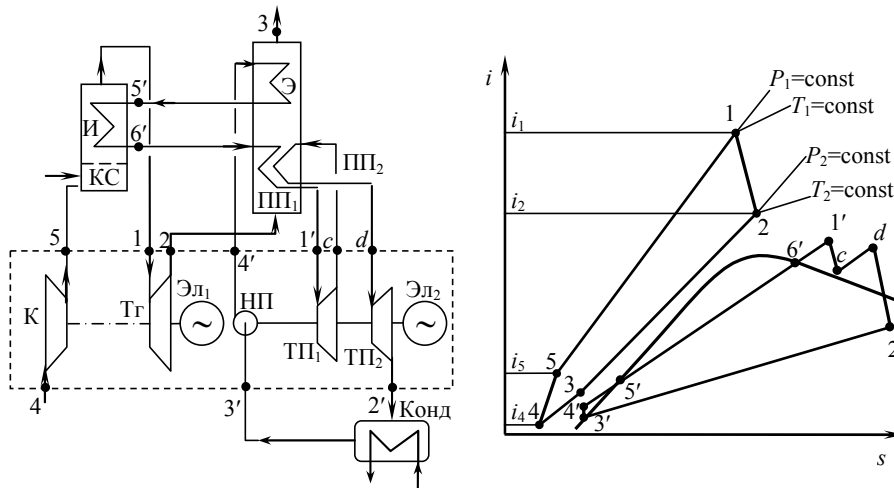


Рис. 4. Схема и цикл парогазовой установки с высоконапорным парогенератором (ВП) и промежуточным перегревом пара: К — компрессор; КС — камера сгорания; ТГ — турбина газовая; Э — экономайзер; Эл — электрогенератор; И — испаритель парогенератора; ТП — турбина паровая; ПП — пароперегреватель; Конд — конденсатор;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

Эксергетический КПД для ГТУ (см. рисунок 2).

Для учета потерь трения при сжатии рабочего тела в компрессоре принят адиабатный КПД компрессора $\eta_k=0,85$, для газовой турбины адиабатный КПД принят $\eta_{тр}=0,9$.

Согласно уравнению (8) эксергетический КПД ГТУ

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

где $l_{тр}$ — удельная работа изэнтропного расширения газа в турбине, кДж/кг;

l_k — удельная работа изэнтропного сжатия воздуха в компрессоре, кДж/кг;

q — удельная располагаемая теплота, кДж/кг;

i_1, i_4 — энтальпия продуктов сгорания и воздуха в соответствующих точках цикла ГТУ, кДж/кг.

Значения энтальпий i_1 и i_4 (см. таблицу 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 $\eta_{тр}$.

Окончательно эксергетический КПД для биогазовой ГТУ

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

Эксергетический КПД для парогазовой установки цикла (ПГУ) со сбросом газов в парогенератор (см. рисунок 3).

Для паровой турбины ПГУ адиабатный КПД $\eta_{тп}=0,9$, температура газов на выходе из парогенератора $t_3=150$ °С, а удельная теплоемкость газа, поступающего из газовой турбины ПГУ в парогенератор $c_{p,r}=1,19$ кДж/(кг·К) [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 (см. рисунок 3)	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$P, \text{ бар}$	$i, \text{ кДж/кг}$
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

$$m = \frac{G_r}{G_v} = \frac{i_{1'} - i_{4'}}{i_2 - i_3}, \quad (16)$$

где G_r и G_v — соответственно расходы газа в газотурбинном цикле и воды в паротурбинном цикле ПГУ.

С учетом формулы (16)

$$m = \frac{i_{1'} - i_{4'}}{c_{p,r}(i_2 - i_3)} = \frac{3600 - 170}{1,19(588 - 150)} = 6,6, \quad \frac{\text{кг газа}}{\text{кг воды}}.$$

Согласно формуле (8) эксергетический КПД биогазовой ПГУ

$$\eta_{ц2} = \frac{l_{цд}}{ex_1 - ex_2} = \frac{m(l_{тр} \eta_{тр} - l_k / \eta_k) + (l_{тп} \eta_{тп} - l_{пп} / \eta_{пп})}{q} = \frac{m[(i_1 - i_2) - (i_5 - i_4)] + (i_{1'} - i_{2'}) - (i_{4'} - i_{3'})}{m(i_1 - i_5)}. \quad (17)$$

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

$$\eta_{12} = \frac{6,6[(1250 - 807) - (254 - 21)] + (3600 - 2510) - (170 - 138)}{6,6(1250 - 254)} = 0,37.$$

Эксергетический КПД парогазового цикла с промежуточным перегревом пара и высоконапорным парогенератором (ПГУ с ВП) (рис. 4).

Построение парового цикла ПГУ ВП выполнено с использованием i - s диаграммы водяного пара при тех же параметрах цикла ГТУ (см. таблицу 1).

Из теплового баланса теплообменника, включающего экономайзер и пароперегреватели (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)

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

Согласно формуле (8) эксергетический КПД биогазовой ПГУ с ВП

$$\eta_{13} = \frac{l_{13}}{ex_1 - ex_2} = \frac{\sum l}{q} = \frac{m[(i_1 - i_2) - (i_5 - i_4)] + (i_{1'} - i_c) + (i_d - i_{2'}) - (i_{4'} - i_{3'})}{m[(i_1 - i_5) + (i_{6'} - i_{5'})]}. \quad (19)$$

Таблица 3

Параметры ПГУ с ВП

№ точки цикла ПГУ с ВП (рис. 4)	t , °C	P , бар	i , кДж/кг
1'	550	140	3480
с	220	10,1	2880
в	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 (см. таблицы 1...3), получим КПД ПГУ с ВП

$$\eta_{13} = \frac{4,6[(1250 - 807) - (254 - 21)] + (3480 - 2880) + (3600 - 2510) - (170 - 138)}{4,6[(1250 - 254) + (2592 - 1531)]} = 0,47.$$

Как видно из приведенных расчетов цикл биогазовой ПГУ ВП с промежуточным перегревом пара и использованием высоконапорного парогенератора (см. рисунок 4) является наиболее эффективным по эксергетическим показателям.

Литература

1. Мазуренко, А.С. Економічна ефективність парогазових установок на біопаливі / А.С.Мазуренко, А.С. Денисова, Нго Мінх Хісу // Енергетика: економіка, технології, екологія. 2013 (32). — № 1. — С.15 — 19.
2. Бродянский, В.М. Эксергетический метод термодинамического анализа/ В.М. Бродянский. — М.: Энергия, 1973. — 296 с.
3. Арсеньев, Л.В. Стационарные газотурбинные установки/ Л.В. Арсеньев, В.Г. Тырышкин, И.А. Богов — Л.: Машиностроение, 1989. — 513 с.

References

1. Mazurenko, A.S. Ekonomichna efektyvnist parohazovykh ustanovok na biopalyvi [Economic efficiency of bio-gas steam-gas plants] / A.S.Mazurenko, A.Ye. Denysova, Nho Min Khiieu // Enerhetyka: ekonomika, tekhnolohii, ekolohiia [Power Engineering: Economy, Technology, Ecology]. 2013 (32). — # 1. — pp.15 — 19.
2. Brodyanskiy, V.M. Eksergeticheskiy metod termodinamicheskogo analiza [Exergic method of thermodynamic analysis] / V.M. Brodyanskiy. — Moscow, 1973. — 296 p.
3. Arsen'yev, L.V. Statsionarnye gazoturbinnnye ustanovki [Stationary gas turbine plants] / L.V. Arsen'yev, V.G. Tyryshkin, I.A. Bogov — Leningrad, 1989. — 513 p.

Рецензент д-р техн. наук, проф. Одес. нац. политехн. ун-та Баласанян Г.А.

Поступила в редакцию 30 июля 2013 г.

УДК 621.593:681.51

П.П. Червоненко, специалист, Одес. нац. политехн. ун-т

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ВОЗДУХОРАЗДЕЛИТЕЛЬНЫМИ УСТАНОВКАМИ СРЕДНЕГО ДАВЛЕНИЯ

П. П. Червоненко. Удосконалення автоматизованих систем управління повітрянорозділовими установками середнього тиску. Приведено основні недоліки застарілих повітрянорозділових установок середнього тиску, показана нова модель управління і деталі автоматизованої системи керування, опубліковано результати, які отримані при впровадженні нової системи управління.

Ключові слова: модернізація, повітрянорозділові установки, аналогове управління, цифро-аналогове управління, програмно-логічний контроллер.

П.П. Червоненко. Усовершенствование автоматизированных систем управления воздуходелительными установками среднего давления. Приведены основные недостатки устаревших воздуходелительных установок среднего давления, показана новая модель управления и детали автоматизированной системы управления, опубликованы результаты, полученные при внедрении новой системы управления.

Ключевые слова: модернизация, воздуходелительные установки, аналоговое управление, цифро-аналоговое управление, программно-логический контроллер.

P.P. Chervonenko Improvement of CASS of management the air-separating settings of middle pressure. The basic lacks of over out-of-date air-separating options of middle pressure are brought, a new case and detail of automation frame is shown, results are published got at introduction of new control system.

Keywords: modernisation, air-separating options, analog management, digital-to-analog management, programmatic-logical comptroller.

В настоящее время большинство воздуходелительных установок (ВРУ) среднего давления (около 2000 шт.), сооруженных в 70...80-х гг. прошлого века, продолжают эксплуатировать. Эксплуатация установок с таким значительным сроком обусловлена тем, что воздуходелительная установка состоит из двух частей, технологического оборудования и системы управления. Данные установки значительно выработали свой ресурс и существенно