

## АННОТАЦИЯ

Одним из ключевых моментов повышения уровня рационального использования энергетических ресурсов является применение комбинированных энерготехнологических установок. В статье представлены результаты анализа энергетической эффективности принципиальных схем энерготехнологических установок на базе газоперекачивающего агрегата компрессорной станции магистрального газопровода. Показано, что комплексное использования энергоресурсов позволяет повысить коэффициент использования топлива при транспорте природного газа на 15–30 %. Полученные результаты эксергетического анализа позволили оценить термодинамическое совершенство элементов рассмотренных схем.

## ANNOTATION

One of the key points of improving the rational use of energy resources is to implement combined power technology units. The analysis results of the energy efficiency for combined power units on base of gas-compressor unit installed in gas pipeline compressor station are shown. It is shown that the complex energy use could lead to enhancement of fuel utilization factor of natural gas transportation up to 15–30 %. The obtained results of exergetic analysis allowed to estimate the thermodynamic perfection of considered schemes.

## Анализ эффективности энерготехнологических установок на базе газоперекачивающего агрегата компрессорной станции магистрального газопровода

В. А. Седнин, д. т. н., профессор, заведующий кафедрой  
«Промышленная теплоэнергетика и теплотехника»,

А. А. Абразовский, м. т. н.,

Белорусский национальный технический университет

Ранее в работах [1, 2] был рассмотрен ряд вопросов, касающихся повышения энергоэффективности работы газоперекачивающих агрегатов (ГПА) линейных компрессорных станций (КС) магистральных газопроводов посредством использования имеющихся на КС вторичных энергетических ресурсов (ВЭР). Для исследования был синтезирован ряд технологических схем комбинированных энерготехнологических установок (КЭТУ). Результаты параметрической оптимизации технологической схемы КЭТУ в составе ГПА, детандер-генераторной установки (ДГУ) и теплообменных аппаратов для охлаждения транспортируемого природного газа и воздуха, подаваемого в компрессор газотурбинной установки (ГТУ), а также технологической схемы КЭТУ в составе ГПА, теплофикационной паросиловой установки (ПСУ) и абсорбционной холодильной машины (АХМ) представлены в [3, 4].

В продолжение указанных исследований нами была рассмотрена технологическая схема КЭТУ (рис. 1) в составе ГПА, АХМ и ПСУ с органическим рабочим телом, работающей по циклу Ренкина (ОРЦ-установки), то есть в отличие от ранее рассмотренных схем в качестве электрогенерирующей применяется паросиловая установка с органическим рабочим телом.

Продукты сгорания после газовой турбины (III) направляются в теплообменный аппарат (V), где подогревают промежуточный теплоноситель (термическое масло), который в свою очередь поступает в испаритель, где генерируется пар рабочего тела ОРЦ-установки. Пар поступает в турбину (VII), где происходит выработка электрической энергии. Так как пар после расширения имеет остаточный перегрев [5], то для предварительного подогрева конденсата устанавливается регенеративный подогреватель, после которого пар конденсируется в конденсаторе (X). Конденсат при помощи питательного насоса подается последовательно в регенеративный подогреватель и испаритель, замыкая тем самым цикл. После нагрева термического масла продукты сгорания

направляются в теплообменный аппарат для подведения теплоты к АБХ (VI), которая служит для охлаждения воздуха, подаваемого в компрессор приводной ГТУ. В случае отсутствия необходимости охлаждения воздуха (холодное время года) продукты сгорания могут быть направлены в газоводяной теплообменный аппарат на нужды теплового потребителя.

Предложенная схема КЭТУ рассматривалась применительно к ГПА-16 «Урал» с приводным ГТУ ДГ90 «Зоря»-«Машпроект», применяемыми в газотранспортной системе Республики Беларусь. Основные технические характеристики ГПА-16 «Урал» приведены в табл. 1 [6, 7].

Табл. 1. Технические характеристики ГПА-16 «Урал»

Параметр	Значение
Номинальная мощность, МВт	16
Производительность, млн. м <sup>3</sup> /сут.	30
Расход топлива, м <sup>3</sup> /ч	5 020
Расход продуктов сгорания, кг/с	71
Температура продуктов сгорания, °С	420
Степень повышения давления	19,5
КПД, %	35

При максимальной температуре наружного воздуха 35 °С (в соответствии с метеорологическими наблюдениями максимальная температура наружного воздуха в 2015 г. в районе Минска составила 34,6 °С [8]) и располагаемом объеме продуктов сгорания 71 кг/с для работы одноступенчатой АХМ на горячей воде достаточно иметь температурный потенциал продуктов сгорания перед подогревателем горячей воды АХМ 150 °С. При этом максимальная тепловая мощность для нагрева промежуточного теплоносителя в ОРЦ-установке составит 7,9 МВт. При параметрической оптимизации блок ОРЦ рассматривался как чёрный ящик с техническими характеристиками серийно выпускаемых установок. Согласно [9] мощность электрической энергии, сгенерированной в установке в конденсационном режиме, будет составлять 2 МВт. В теплофикационном режиме эксплуатации ОРЦ-установки и когда не требуется охлаждения воздуха, подаваемого в компрессор ГТУ, мощность по отпуску тепловой энергии составляет до 17,9 МВт.

Для более глубокой оценки энергоэффективности работы был использован эксергетический метод термодинамического анализа, в соответствии с которым термодинамические функции, предназначенные для проведения анализа, включают в себя наряду с параметрами рабочего тела или потока энергии параме-

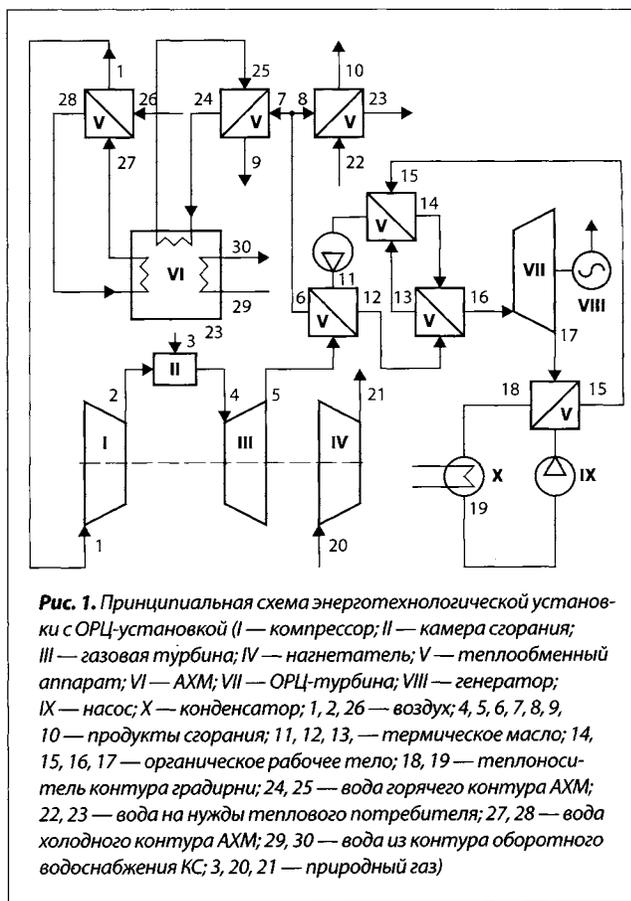


Рис. 1. Принципиальная схема энерготехнологической установки с ОРЦ-установкой (I — компрессор; II — камера сгорания; III — газовая турбина; IV — нагреватель; V — теплообменный аппарат; VI — АХМ; VII — ОРЦ-турбина; VIII — генератор; IX — насос; X — конденсатор; 1, 2, 26 — воздух; 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10 — продукты сгорания; 11, 12, 13, — термическое масло; 14, 15, 16, 17 — органическое рабочее тело; 18, 19 — теплоноситель контура градирни; 24, 25 — вода горячего контура АХМ; 22, 23 — вода на нужды теплового потребителя; 27, 28 — вода холодного контура АХМ; 29, 30 — вода из контура оборотного водоснабжения КС; 3, 20, 21 — природный газ)

тры равновесной окружающей среды. Эти функции выполняют роль потенциалов, позволяющих определить энергетические ресурсы системы, пригодные для получения работы и энергетических превращений, которые могут быть теоретически использованы в конкретных условиях окружающей среды [10, 11].

В математическую модель КЭТУ дополнительно вводились уравнения эксергетических балансов элементов, из которых определялись потери эксергии в элементах системы.

Эксергетический баланс турбины:

$$E_{вх} = E_{вых} + L_t + \Sigma D_t,$$

где  $E_{вх}$ ,  $E_{вых}$  — соответственно входящие и выходящие потоки рабочего вещества, кВт;

$L_t$  — работа, отводимая от вала турбины, кВт;

$\Sigma D_t$  — суммарные потери эксергии в турбине, кВт.

Эксергетический баланс компрессора:

$$E_{вх} + L_k = E_{вых} + \Sigma D_k,$$

где  $L_k$  — работа, подводимая к валу компрессора, кВт;

$\Sigma D_k$  — суммарные потери эксергии в компрессоре, кВт.

Эксергетический баланс теплообменного аппарата:

$$E_{\text{вх1}} - E_{\text{вых1}} = E_{\text{вых2}} - E_{\text{вх2}} + \Sigma D_{\text{то}},$$

где  $E_{\text{вх1}}, E_{\text{вых1}}$  — входящие и выходящие потоки первого рабочего вещества, кВт;

$E_{\text{вх2}}, E_{\text{вых2}}$  — входящие и выходящие потоки второго рабочего вещества, кВт;

$\Sigma D_{\text{то}}$  — суммарные потери в теплообменном аппарате, кВт.

Термодинамические функции рассчитывались по следующим формулам:

эксергия потока рабочего вещества (природный газ, воздух):

$$e = (h + h_{\text{oc}}) - T_{\text{oc}}(s - s_{\text{oc}}),$$

где  $e$  — эксергия потока рабочего вещества, кДж/кг;

$h, s$  — соответственно энтальпия и энтропия рабочего вещества, кДж/кг;

$h_{\text{oc}}, s_{\text{oc}}$  — соответственно энтальпия и энтропия рабочего вещества при температуре окружающей среды, кДж/кг;

$T_{\text{oc}}$  — температура окружающей среды, °С;

эксергия потока теплоты:

$$E_T = \frac{T - T_{\text{oc}}}{T} Q,$$

где  $E_T$  — эксергия потока теплоты, МВт;

$T$  — средняя температура теплоносителя, °С;

$Q$  — количество теплоты, МВт.

Удельная химическая эксергия топливного  $e_x$  газа принимается равной высшей удельной теплоте сгорания топлива  $Q_p^a$ ;

эксергия продуктов сгорания:

$$e_{\text{п.ср.}} = e_t + e_p + e_0,$$

где  $e_{\text{п.ср.}}$  — эксергия продуктов сгорания, кДж/кг;

$e_t$  — эксергия, обусловленная отличием температуры продуктов сгорания от температуры окружающей среды, кДж/кг;

$e_p$  — эксергия, обусловленная отличием давления продуктов сгорания от давления окружающей среды, кДж/кг;

$e_0$  — нулевая (химическая) эксергия, величина которой показывает максимальную работу, которая могла быть получена при обратимом выравнивании парциальных давлений компонентов продуктов сгорания и окружающей среды, кДж/кг.

Результаты расчёта эксергетических потоков ГПА-16 «Урал» сведены в табл. 2 и представлены

Табл. 2. Значения эксергетических характеристик ГПА-16 «Урал»

Наименование	Обозначение	Значение, МВт
Эксергия потока транспортируемого природного газа перед нагнетателем	E1	171
Эксергия потока транспортируемого природного газа после нагнетателя	E2	190
Химическая эксергия топливного газа	E3	55,7
Эксергия потока сжатого воздуха после компрессора	E4	27,88
Эксергия потока топливного газа	E5	0,61
Эксергия потока продуктов сгорания после камеры сгорания	E6	76
Эксергия, направляемая на привод компрессора	E7	30,9
Эксергия, направляемая на привод нагнетателя	E8	24,9
Эксергия потока продуктов сгорания после турбины	E9	12,6

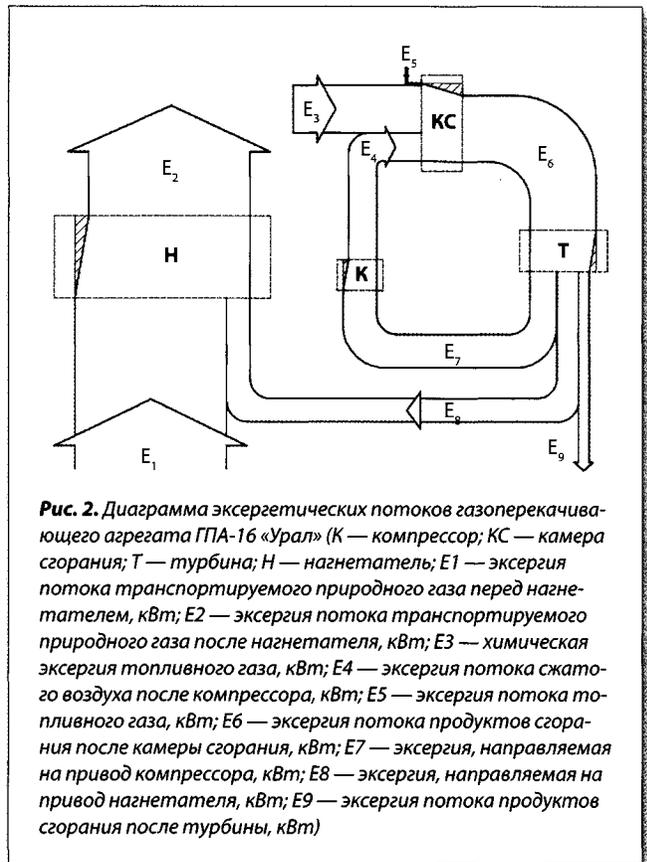


Рис. 2. Диаграмма эксергетических потоков газоперекачивающего агрегата ГПА-16 «Урал» (К — компрессор; КС — камера сгорания; Т — турбина; Н — нагнетатель; E1 — эксергия потока транспортируемого природного газа перед нагнетателем, кВт; E2 — эксергия потока транспортируемого природного газа после нагнетателя, кВт; E3 — химическая эксергия топливного газа, кВт; E4 — эксергия потока сжатого воздуха после компрессора, кВт; E5 — эксергия потока топливного газа, кВт; E6 — эксергия потока продуктов сгорания после камеры сгорания, кВт; E7 — эксергия, направляемая на привод компрессора, кВт; E8 — эксергия, направляемая на привод нагнетателя, кВт; E9 — эксергия потока продуктов сгорания после турбины, кВт)

на диаграмме (рис. 2), которая позволяет продемонстрировать все потери, связанные с необратимостью процессов, протекающих во всех элементах системы.

Результаты анализа диаграммы показывают, что внешние потери эксергии, обусловленные неиспользованием теплоты продуктов сгорания после

газовой турбины, составляют 50 % от эффективно используемое эксергии. Для более энергетически совершенных установок требуется минимизировать потери эксергии на разных стадиях превращения энергии. Для сравнения энергетической эффективности различных путей минимизации потерь эксергии были выбраны три КЭТУ [3, 4], структурные схемы которых представлены на рис. 3–5.

В качестве критерия эффективности при сравнении вышеуказанных установок применялся эксергетический КПД:

$$\eta_e = \frac{\Sigma E_{эф}}{\Sigma E_3},$$

где  $\eta_e$  — эксергетический КПД;

$\Sigma E_{эф}$  — сумма или разность потоков эксергии, которые определяют получаемый эффект, кВт;

$\Sigma E_3$  — сумма или разность потоков эксергии, которые определяют затраты, кВт.

Для эксергетического КПД ГПА эта формула принимает вид:

$$\eta_e = \frac{N_n}{G_{т.г.} (e_x + e_n)},$$

где  $N_n$  — мощность на валу нагнетателя транспортируемого газа, кВт;

$G_{т.г.}$  — массовый расход топливного газа, кг/с;

$e_x$  — удельная химическая эксергия топливного газа, кВт/кг;

$e_n$  — удельная эксергия потока топливного газа, кВт/кг.

Для исследуемых КЭТУ с выработкой электрической и тепловой энергий эксергетический КПД определялся по формуле:

$$\eta_e = \frac{N_n + E_{эл} + E_T}{G_{т.г.} (e_x + e_n)},$$

где  $E_{эл}$  — электрическая мощность, кВт;

$E_T$  — эксергия теплового потока, кВт.

Сравнительные данные по эффективности ГПА-16 «Урал» и исследованных КЭТУ на его базе представлены в табл. 3 для условий максимального потребления теплоты для охлаждения воздуха и максимально возможной генерацией электрической энергии. Для сравнения в табл. 3 также приведены значения коэффициентов использования топлива, которые в этом случае определялись по формуле:

$$\eta_{ит} = \frac{N_n + E_{эл} + Q_{тэ}}{G_{т.г.} Q_p^H},$$

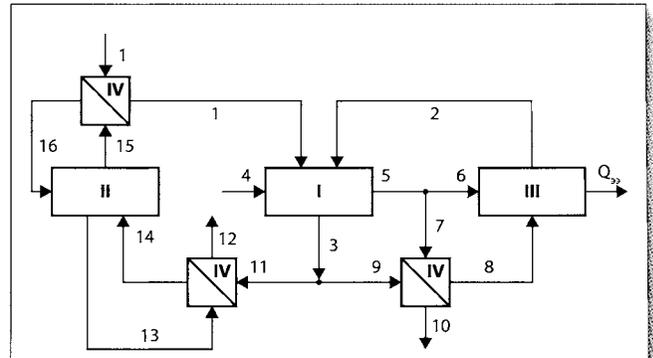


Рис. 3. Структурная схема энерготехнологической установки № 1 с ДГУ (I — ГПА; II — АХМ; III — ДГУ; IV — теплообменный аппарат; 2, 4, 5, 6, 7, 8 — природный газ; 1, 17 — воздух; 3, 9, 10, 11, 12 — продукты сгорания; 7, 8 — термическое масло; 9, 10 — органическое рабочее тело; 13, 14 — вода горячего контура АХМ; 15, 16 — вода холодного контура АХМ;  $Q_{эл}$  — электрическая энергия)

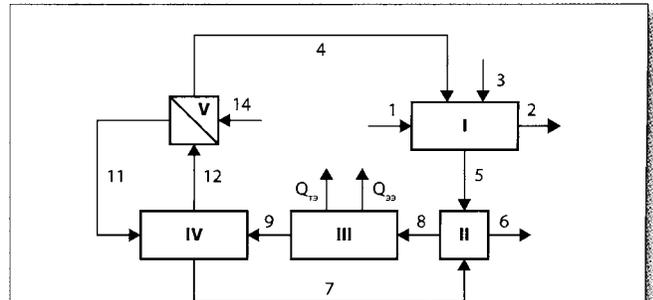


Рис. 4. Структурная схема энерготехнологической установки № 2 с ПСУ (I — ГПА; II — котёл-утилизатор; III — ПСУ; IV — АХМ; V — теплообменный аппарат; 1, 2, 3 — природный газ; 4, 14 — воздух; 5, 6 — продукты сгорания; 8, 9 — водяной пар; 7 — конденсат; 11, 12 — вода холодного контура АХМ;  $Q_{эл}$  — электрическая энергия;  $Q_{тэ}$  — тепловая энергия)

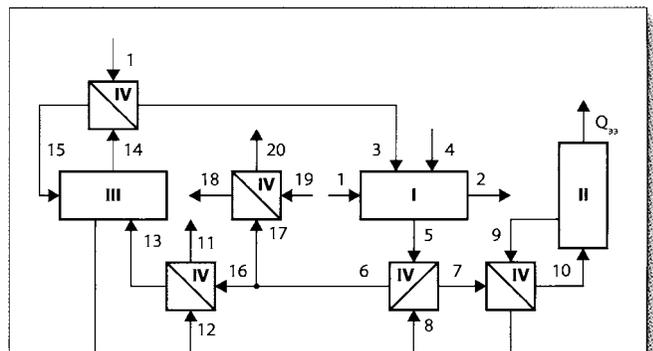


Рис. 5. Структурная схема энерготехнологической установки № 3 с ОРЦ-установкой (I — ГПА; II — ОРЦ-установка; III — АХМ; IV — теплообменный аппарат; 1, 2, 4 — природный газ; 3, 21 — воздух; 5, 6, 11, 16, 17, 18 — продукты сгорания; 7, 8 — термическое масло; 9, 10 — органическое рабочее тело; 12, 13 — вода горячего контура АХМ; 19, 20 — вода на нужды теплового потребителя; 14, 15 — вода холодного контура АХМ;  $Q_{эл}$  — электрическая энергия)

где  $\eta_{ит}$  — коэффициент использования топлива, доли;

$Q_{тэ}$  — полезная тепловая мощность установки, кВт;

$Q_p^H$  — низшая удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг.

**Табл. 3.** Значения эксергетических КПД и коэффициентов использования топлива исследованных принципиальных схем КЭТУ

Наименование установки	Значение $\eta_e$ , %	Значение $\eta_{ит}$ , %
ГПА-16 «Урал»	28,4	33,4
ГПА-16 «Урал» с ДГУ	29,1	34,1
ГПА-16 «Урал» с ПСУ	36,1	42,5
ГПА-16 «Урал» с ОРЦ	32,1	38,1

В данном случае КЭТУ на базе ГПА с ПСУ с параметрами водяного пара 4 МПа, 380 °С является наилучшим вариантом из рассмотренных. В то же время для окончательного выбора варианта необходимо рассматривать конкретные условия эксплуатации с учётом возможной электрической и тепловой нагрузок.

Применение эксергетического метода анализа эффективности КЭТУ в данном случае целесообразно и необходимо в первую очередь для оценки термодинамического совершенства отдельных элементов установки, позволяет оценить потери качества энергии от необратимости процессов и тем самым оптимизировать режимы их работы. ЭИМ

## Литература

1. Несенчук, А. П. Влияние теплоутилизационного «хвоста» компрессорной станции на эффективность работы газотурбинного привода с изобарным подводом теплоты и регенеративным теплоиспользованием / А. П. Несенчук [и др.] // Известия вузов. Энергетика. — 2013. — № 4. — С. 37–46.

2. Несенчук, А. П. Энергоснабжение предприятия мясоперерабатывающей отрасли за счёт утилизационной теплоты ВЭР компрессорной станции магистрального газопровода / А. П. Несенчук, А. А. Абрамовский // Известия вузов. Энергетика. — 2013. — № 6. — С. 32–36.

3. Седнин, В. А. Повышение эффективности газоперекачивающего агрегата компрессорной станции магистрального газопровода / В. А. Седнин, А. А. Абрамовский // Энергия и Менеджмент. — 2015. — № 6. — С. 14–16.

4. Седнин, В. А. Применение паросиловой установки для повышения энергоэффективности работы газоперекачивающего агрегата компрессорной станции магистрального газопровода / В. А. Седнин, А. А. Абрамовский // Энергия и Менеджмент. — 2016. — № 2. — С. 16–19.

5. Седнин, В. А. Повышение выработки электроэнергии на биогазовых комплексах городских очистных сооружений / В. А. Седнин, А. В. Седнин, И. Н. Прокопья // Энергия и Менеджмент. — 2011. — № 6. — С. 18–22.

6. Технические характеристики [Электронный ресурс]. — Режим доступа: [http://www.npoiskra.ru/index.php?main=production&id\\_parent=16](http://www.npoiskra.ru/index.php?main=production&id_parent=16). — Дата доступа: 07.06.2016.

7. Технические характеристики [Электронный ресурс]. — Режим доступа: [http://www.zmturbines.com/?rubs=produkt-siia\\_i\\_servis&srub=1245353770&sart=1245932653](http://www.zmturbines.com/?rubs=produkt-siia_i_servis&srub=1245353770&sart=1245932653). — Дата доступа: 07.06.2016.

8. Архив метеорологических наблюдений [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://pogoda.by/zip/index.php?Year=2015/>. — Дата доступа: 06.12.2015.

9. Nurboden Heat Recovery Units [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <http://www.turboden.eu/en/public/downloads/HR.pdf>. — Дата доступа: 07.06.2016.

10. Бродянский, В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В. М. Бродянский. — М.: Энергия, 1973. — 296 с.

11. Бродянский, В. М. Эксергетический метод и его приложения / В. М. Бродянский, В. В. Фратшер, К. А. Михалек. — М.: Энергоатомиздат, 1998. — 288 с.