

УДК 621.165, 621.438

ВЛИЯНИЕ СВОЙСТВ РАБОЧЕГО ТЕЛА ГАЗОТУРБИННОЙ УСТАНОВКИ НА ТЕРМОДИНАМИЧЕСКУЮ ЭФФЕКТИВНОСТЬ ПАРОГАЗОВОГО ЦИКЛА

Белоусов Виктор Семенович,

д-р техн. наук, профессор кафедры теплоэнергетики и теплотехники
Уральского энергетического института, Россия, 620002, г. Екатеринбург,
ул. Мира, 19. E-mail: tot@urfu.ru

Богатова Татьяна Феокистовна,

канд. техн. наук, зав. кафедрой тепловых электрических станций
Уральского энергетического института, Россия, 620002, г. Екатеринбург,
ул. Мира, 19. E-mail: tb-upi@mail.ru

Рыжков Александр Филиппович,

д-р техн. наук, профессор кафедры тепловых электрических станций
Уральского энергетического института, Россия, 620002, г. Екатеринбург,
ул. Мира, 19. E-mail: af.ryzhkov@mail.ru

Гордеев Сергей Иванович,

аспирант кафедры тепловых электрических станций Уральского
энергетического института, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19.
E-mail: gsi89@mail.ru

Амарская Ирина Борисовна,

аспирант кафедры теплоэнергетики и теплотехники
Уральского энергетического института, Россия, 620002,
г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: tot@urfu.ru

Использование различных видов топлива в цикле газотурбинной установки изменяет состав продуктов сгорания, в частности соотношение между количествами двух- и трехатомных газов. Это, в свою очередь, приводит к изменению теплоемкостей, показателей адиабаты и удельных работ, затрачиваемых на сжатие и расширение рабочего тела, а также тепловой мощности котла-утилизатора. Проанализировано влияние изменения свойств рабочего тела при использовании различных видов топлива – метана, оксида углерода и водорода, что приводит к различному содержанию трехатомных газов в продуктах сгорания. Рассматривается также изменение расходов и свойств рабочего тела при дополнительном нагреве циклового воздуха перед камерой сгорания газотурбинной установки. Целью работы является сравнительный анализ термодинамической эффективности циклов газотурбинных установок при различном содержании в продуктах сгорания трехатомных газов, количество которых зависит от свойств используемого в цикле топлива, а также от дополнительного нагрева циклового воздуха перед камерой сгорания. Исследования выполнены расчетным методом по модели, в которой учитывается зависимость теплоемкостей, а следовательно, и показателей адиабаты сжатия воздуха и топлива в компрессорах и расширения продуктов сгорания в турбине от температуры; предусмотрен дополнительный нагрев воздуха в воздушном котле, но не учитываются расходы воздуха после компрессора на охлаждение первых ступеней турбины. Выяснено, что предварительный нагрев воздуха в воздушном котле независимо от схемы использования дымовых газов воздушного котла уменьшает значение термического КПД парогазовой установки, причем использование уходящих газов для нагрева дутьевого воздуха воздушного котла увеличивает удельные расходы и мощности воздушного компрессора и турбины, но не так сильно сказывается на уменьшении КПД ПГУ, как подвод теплоты дымовых газов воздушного котла к рабочему телу паротурбинного цикла.

Ключевые слова:

Парогазовая установка, компрессор, турбина, показатель адиабаты, удельный расход, трехатомные газы, продукты сгорания.

В настоящее время значительный сектор рынка нетрадиционных топливных газов занимают промышленные и синтез-газы, получаемые на основе частичного окисления твердых топлив – ископаемых углей, биомассы, твердых бытовых отходов (ТБО) [1, 2]. Одним из наиболее эффективных направлений их использования является парогазовый цикл. Его разработке в различных вариантах посвящено большое количество исследований [3–6]. Специализированное энергетическое обо-

рудование для парогазовых установок на нетрадиционных топливных газах разрабатывается практически всеми ведущими мировыми энергокорпорациями, среди которых наиболее успешными являются немецкая Siemens, американская GE и японская МНН [7, 8]. Помимо утилитарной цели – выработки тепловой и электрической энергии, в этих разработках решаются вопросы глобального характера, связанные с созданием экологически чистых технологий, в частности технологий CCS,

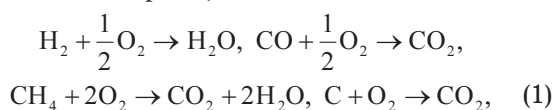
предусматривающих перевод газотурбинного оборудования на сжигание чистого водорода [9]. В России это направление развивается под руководством известных ученых и инженеров [10, 11]. На другом полюсе топливной карты расположены бедные промышленные газы типа доменного и конверторного, основным горючим компонентом которых является оксид углерода CO. Сжигавшиеся ранее на традиционных ТЭЦ-ПВС, в настоящее время они выступают в качестве основного топливного ресурса газотурбинных установок (ГТУ) и промышленных парогазовых установок (ПГУ) в странах с угольной энергетикой (Япония, Китай) [12].

И, наконец, значительный сектор перспективной угольной энергетики занимают разработки ПГУ с внутрицикловой газификацией угля и сжиганием в камере сгорания ГТУ среднекалорийных, полученных на основе кислородной газификации, и низкокалорийных, полученных на основе воздушной газификации, синтез-газов, горючая часть которых состоит из CO и H₂ [13].

В учебной литературе по технической термодинамике [14–16] при анализе циклов ГТУ свойства и расходы рабочего тела считаются неизменными во всех процессах цикла. В действительности в процессах сжатия топлива и воздуха в компрессорах и расширения в турбине расходы газов, теплоемкости и показатели адиабаты, от которых зависят удельные работы и количество подведенной в камеру сгорания и отведенной в котле-утилизаторе теплоты, различны. Это связано с соотношением количеств двух- и трех-атомных газов в продуктах сгорания, а также с тем, что теплоемкости и показатели адиабаты существенно зависят от температуры. На это обстоятельство обращено внимание, в частности, в [17], где сравнивается термодинамическая эффективность ГТУ на доменном и природном газах, сжигание которых приводит к различному содержанию CO₂ в продуктах сгорания. Однако такое сравнение не вполне корректно, поскольку уменьшение КПД при использовании доменных газов связывается авторами [17] не только с увеличением доли CO₂ в продуктах сгорания, но и с уменьшением внутреннего относительного КПД воздушного компрессора при его переводе на существенно меньшую производительность, выполняемую подрезанием лопаток. В тоже время не учитывается увеличение тепловой мощности котла-утилизатора, что приводит к увеличению мощности паротурбинной установки (ПТУ).

Для анализа влияния свойств рабочего тела ГТУ на термодинамическую эффективность парогазового цикла нами была рассмотрена упрощенная схема ГТУ (рис. 1) со следующими допущениями:

- в камере сгорания происходит полное сгорание топлива по реакциям



(при использовании в качестве окислителя кислорода воздуха в обе части этих соотношений входят оставшиеся компоненты воздуха с соответствующими стехиометрическими коэффициентами);

- учитываются только тепловые потери с уходящими газами в котле-утилизаторе и механические потери в компрессорах и турбине, внутренние относительные КПД которых были приняты равными 0,86 и 0,88 соответственно;
- отсутствуют расходы сжатого воздуха на охлаждение лопаток турбины;
- коэффициент преобразования теплоты в работу в паротурбинном цикле принят равным 0,4.

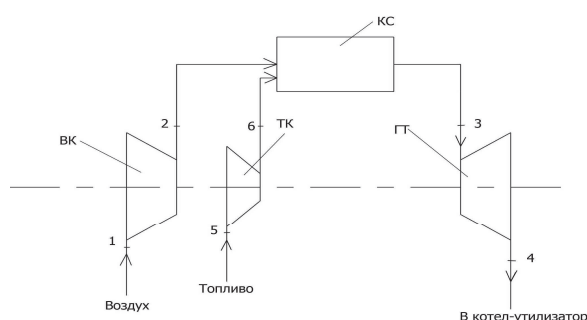


Рис. 1. Упрощенная схема ГТУ: ВК, ТК – воздушный и топливный (дожимной) компрессоры; ГТ – газовая турбина; КС – камера сгорания

Fig. 1. Simplified diagram of gas turbine unit: ВК, ТК are the air and fuel (booster) compressors; ГТ is the gas turbine; КС is the combustor chamber

Мольные теплоемкости и показатели адиабаты определялись по формулам

$$\mu c_p = c_0 + c_1 \cdot T + c_2 \cdot T^2 + c_3 \cdot T^{-2},$$

$$\mu c_v = \mu c_p - R_\mu, \quad k = \frac{\mu c_p}{\mu c_v},$$

где μc_p , μc_v – мольные теплоемкости при постоянном давлении и объеме, соответственно; R_μ – универсальная газовая постоянная; k – показатель адиабаты; значения постоянных c_0 , c_1 , c_2 , c_3 приведены в [18].

Источником трехатомных газов в продуктах сгорания служат водород, диоксид углерода, метан и углерод (1). Именно эти соединения рассматривались в качестве топлива в нашем анализе как предельные случаи. В общем случае (доменные, коксовые газы, продукты газификации угля) в состав топлива эти соединения входят в различных соотношениях, что приведет к некоторым промежуточным результатам.

Термодинамические параметры цикла ГТУ принимались следующими: давления топлива и воздуха на входе в компрессоры и продуктов сгорания на выходе турбины $p_5 = p_1 = p_4 = 0,1$ МПа; температуры топлива и воздуха на входе в компрессора $t_5 = t_1 = 15$ °С; давления топлива и воздуха после ком-

прессора и продуктов сгорания перед турбиной $p_6=p_2=p_3=2$ МПа; степень повышения давления

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_6}{p_5} = \frac{p_3}{p_4}; \text{ температура продуктов сгора-}$$

ния перед турбиной $t_3=1200$ °С. Внутренние относительные КПД компрессора и турбины $\eta_{oi}^{\kappa}=0,86$, $\eta_{oi}^m=0,88$, соответственно.

Абсолютные температуры топлива T_6 и воздуха T_2 после компрессоров и температура продуктов сгорания T_4 после турбины рассчитываются по формулам

$$T_6 = T_5 \cdot \left(1 + \frac{\beta^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1}{\eta_{oi}^{\kappa}} \right)^{\frac{k_1-1}{k_1}}, \quad T_2 = T_1 \cdot \left(1 + \frac{\beta^{\frac{k_2-1}{k_2}} - 1}{\eta_{oi}^{\kappa}} \right),$$

$$T_4 = T_3 \cdot \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k_3-1}{k_3}}} \right) \cdot \eta_{oi}^m \right].$$

Удельные работы топливного $l'_{\text{тк}}$ и воздушного $l'_{\text{вк}}$ компрессоров и турбины l'_t равны соответственно

$$l'_{\text{тк}} = \frac{k_1}{k_1 - 1} \cdot R_{\text{т}} \cdot T_5 \cdot \frac{\beta^{\frac{k_1-1}{k_1}} - 1}{\eta_{oi}^{\kappa}},$$

$$l'_{\text{вк}} = \frac{k_2}{k_2 - 1} \cdot R_{\text{в}} \cdot T_1 \cdot \frac{\beta^{\frac{k_2-1}{k_2}} - 1}{\eta_{oi}^{\kappa}},$$

$$l'_t = \frac{k_3}{k_3 - 1} \cdot R_{\text{т}} \cdot T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\beta^{\frac{k_3-1}{k_3}}} \right) \cdot \eta_{oi}^m.$$

В этих формулах k_1, k_2, k_3 – показатели адиабаты; $R_{\text{т}} = \frac{R_{\mu}}{\mu_{\text{т}}}$, $R_{\text{в}} = \frac{R_{\mu}}{\mu_{\text{в}}}$, $R_{\text{г}} = \frac{R_{\mu}}{\mu_{\text{г}}}$ – газовые постоянные; $\mu_{\text{т}}, \mu_{\text{в}}, \mu_{\text{г}}$ – молярные массы топлива, воздуха и продуктов сгорания, соответственно.

Состав продуктов сгорания, коэффициент избытка воздуха α и расходы воздуха и продуктов сгорания можно определить по заданной температуре газа на выходе из камеры сгорания t_3 и тепловому балансу камеры сгорания, в соответствии с которым полные энтальпии всех потоков на входе в камеру сгорания $H_{\text{вх}}$ и на выходе из нее $H_{\text{вых}}$ одинаковы:

$$H_{\text{вх}} = \mu_{\text{т}} (c_{\text{рт}} t_6 + Q_{\text{н}}^{\text{п}}) + G_{\text{в}} c_{\text{рв}} t_2, \quad H_{\text{вых}} = G_{\text{г}} c_{\text{рг}} t_3,$$

$$H_{\text{вх}} = H_{\text{вых}}, \quad (2)$$

где $c_{\text{рт}}, c_{\text{рв}}, c_{\text{рг}}$ – средние изобарные теплоемкости топлива и воздуха, и продуктов сгорания в интервале температур от 0 °С до температуры в конце соответствующего процесса; $Q_{\text{н}}^{\text{п}}$ – низшая теплота сгорания топлива.

При расчете на 1 кмоль топлива расходы воздуха и топлива связаны соотношением

$$G_{\text{г}} = G_{\text{в}} + G_{\text{т}}. \quad (3)$$

где $G_{\text{т}}$ численно равно $\mu_{\text{т}}$.

Теплоемкости и расходы в (2) зависят от состава воздуха и продуктов сгорания.

Объемный состав воздуха приводится в табл. 1.

Таблица 1. Объемный состав воздуха

Table 1. Air volume composition

	Ar	N ₂	O ₂	H ₂ O	CO ₂
Объемные доли Volume ratio	0,0093	0,7729	0,2074	0,0101	0,0003

Количества молей компонентов продуктов сгорания на 1 моль топлива зависят от коэффициента избытка воздуха:

$$n_{\text{Ar}} = \frac{r_{\text{Ar}}}{r_{\text{O}_2}} \alpha n, \quad n_{\text{N}_2} = \frac{r_{\text{N}_2}}{r_{\text{O}_2}} \alpha n, \quad n_{\text{N}_2} = \alpha(n-1),$$

$$n_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{r_{\text{H}_2\text{O}}}{r_{\text{O}_2}} \alpha n + n_1, \quad n_{\text{CO}_2} = \frac{r_{\text{CO}_2}}{r_{\text{O}_2}} \alpha n + n_2,$$

$$n_{\text{O}_2} = n(\alpha-1), \quad (4)$$

где r_i – объемная доля; i – компонента в воздухе, ($i \in \{\text{Ar}, \text{N}_2, \text{O}_2, \text{H}_2\text{O}, \text{CO}_2\}$); n – множитель перед O_2 в реакциях (1); $n_1 = \{0, 1, 2\}$, $n_2 = \{1, 0, 1\}$ для CO , H_2 , CH_4 , соответственно.

Объемная доля компонента продуктов сгорания вычисляется делением количества молей соответствующего компонента на суммарное количество молей. После этого, решая систему уравнений (2)–(4), можно определить коэффициент избытка воздуха и расходы воздуха и продуктов сгорания.

Результаты расчета характеристик ПГУ на различных видах топлива приведены в табл. 2–4. В последних двух столбцах этих таблиц приводятся характеристики ПГУ на природном газе при дополнительном нагреве воздуха перед камерой сгорания в воздушном котле до температуры 800 °С (CH_4^+ – вариант с использованием уходящих газов для нагрева дутьевого воздуха воздушного котла (рис. 2); CH_4^{++} – вариант с подводом теплоты дымовых газов воздушного котла к рабочему телу паротурбинного цикла (рис. 3)). В этих вариантах дымовые газы охлаждаются до 100 °С. Схема ПГУ с регенеративным теплообменником для рабочего тела ГТУ была предложена в [19].

Суммарные значения объемных долей трехатомных газов и кислорода в продуктах сгорания приведены в табл. 2. В этой же таблице приведены значения показателей адиабаты для процессов сжатия в компрессорах и расширения в турбине.

Как видно из данных этой таблицы, корреляции между суммарным содержанием трехатомных газов и показателями адиабаты, а следовательно, и КПД ГТУ не существует; имеет значение и соотношение между количествами H_2O и CO_2 , поскольку удельные теплоемкости этих компонентов различаются почти в два раза.

Такой же вывод можно сделать по результатам анализа табл. 3, 4 относительно мощностей компрессоров, турбины, ГТУ и парового цикла (МВт/МВт) и расходов топлива, воздуха и продуктов сгорания, отнесенных к мощности ПГУ ($\text{м}^3/\text{с}/\text{МВт}$).

Таблица 2. Зависимость показателей адиабаты от содержания трехатомных газов**Table 2.** Adiabatic index dependence on triatomic gas content

	Топливо/Fuel				
	H ₂	CO	CH ₄	CH ₄ ⁺	CH ₄ ⁺⁺
Содержание трехатомных газов в продуктах сгорания, % по объему Content of triatomic gases in combustion products, volume %	11,51	10,40	10,93	6,42	6,42
Соотношение CO ₂ /H ₂ O CO ₂ /H ₂ O ratio	0,0025	9,81	0,440	0,399	0,399
Содержание O ₂ в продуктах сгорания, % по объему O ₂ content in combustion products, volume %	14,38	15,06	13,44	16,77	16,77
Показатели адиабаты Adiabatic indices:					
топливный компрессор fuel compressor	1,398	1,386	1,241	1,241	1,241
воздушный компрессор air compressor	1,374	1,374	1,374	1,374	1,374
турбина turbine	1,319	1,308	1,316	1,322	1,322
КПД ПТУ Gas-turbine unit efficiency	0,3677	0,3627	0,3835	0,3801	0,3533

Таблица 3. Удельные мощности ГТУ и ПТУ, МВт/МВт**Table 3.** Specific capacity of gas-turbine unit in steam turbine plant

	Топливо/Fuel				
	H ₂	CO	CH ₄	CH ₄ ⁺	CH ₄ ⁺⁺
Удельные мощности, МВт/МВт Specific capacity, MW/MW:					
топливный компрессор fuel compressor	0,0936	0,0794	0,0238	0,0132	0,0124
воздушный компрессор air compressor	0,824	0,7953	0,7923	0,8178	0,7682
турбина turbine	1,550	1,5005	1,464	1,4815	1,3916
газотурбинная установка gas turbine unit	0,632	0,6258	0,648	0,650	0,611
паротурбинная установка steam turbine unit	0,368	0,3742	0,352	0,350	0,389
КПД ПТУ Efficiency	0,5814	0,5796	0,5920	0,5842	0,5781

При одинаковой мощности ПГУ наиболее эффективным топливом является природный газ, так как в этом случае минимальны мощности компрессоров и турбины и максимально значение КПД ПТУ.

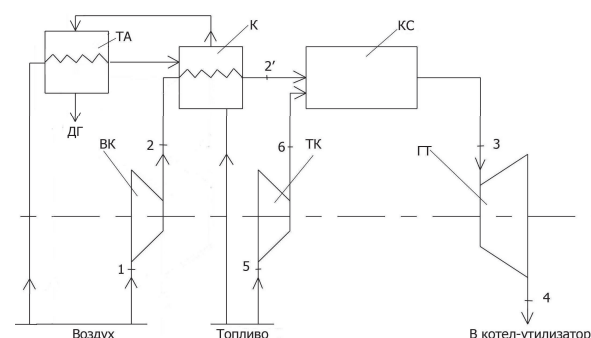
В то же время, как следует из данных табл. 4, объемные расходы топлива и продуктов сгорания, определяющие габариты топливного компрессора

и турбины, минимальны, и лишь объемный расход воздуха несколько выше, чем при использовании в качестве топлива CO или H₂. Кроме того, в этом случае более компактными будут котел-утилизатор и паровая турбина.

Таблица 4. Удельные объемные расходы топлива и воздуха в компрессорах и продуктов сгорания в турбине, м³/с/МВт**Table 4.** Specific volume flow of fuel and air in compressors and combustion products in a turbine, m³/s/MW

	Топливо/Fuel				
	H ₂	CO	CH ₄	CH ₄ ⁺	CH ₄ ⁺⁺
Коэффициент избытка воздуха Air excess factor	3,73	4,20	3,03	5,66	5,66
Расходы, м ³ /с (при нормальных условиях) Consumptions, m ³ /s (at normal conditions):					
топливный компрессор fuel compressor	0,1580	0,1341	0,0471	0,0261	0,0245
воздушный компрессор air compressor	1,434	1,358	1,378	1,4229	1,3362
турбина turbine	1,514	1,469	1,426	1,4490	1,3611
Тепловая мощность котла-утилизатора, МВт/МВт Heat rate of a waste heat boiler, MW/MW	0,9189	0,9354	0,8806	0,8737	0,9723

Нагрев циклового воздуха существенно (на 80 %) увеличивает коэффициент избытка воздуха, уменьшая удельную мощность топливного компрессора и КПД цикла ПГУ. Изменение характеристик цикла зависит от способа использования теплоты дымовых газов воздушного котла.

**Рис. 2.** Схема ГТУ с нагревом циклового воздуха и использованием уходящих газов воздушного котла для нагрева дутьевого воздуха. ВК, ТК – воздушный и топливный (дожимной) компрессоры; ГТ – газовая турбина; КС – камера сгорания; ТА – теплообменный аппарат; К – воздушный котел; ДГ – дымовые газы**Fig. 2.** Diagram of gas turbine unit while heating cycle air and applying exhaust gases of an air boiler to heat blasting air. BK, TK are the air and fuel (booster) compressors; GT is the gas turbine; KC is the combustor chamber; TA is the heat exchanger; K is the air boiler; DG are the smoke fumes

В частности, использование уходящих газов для нагрева дутьевого воздуха воздушного котла (рис. 2) увеличивает удельные расходы и мощности воздушного компрессора и турбины, но не так сильно сказывается на уменьшении КПД ПГУ, как подвод теплоты дымовых газов воздушного котла к рабочему телу паротурбинного цикла.

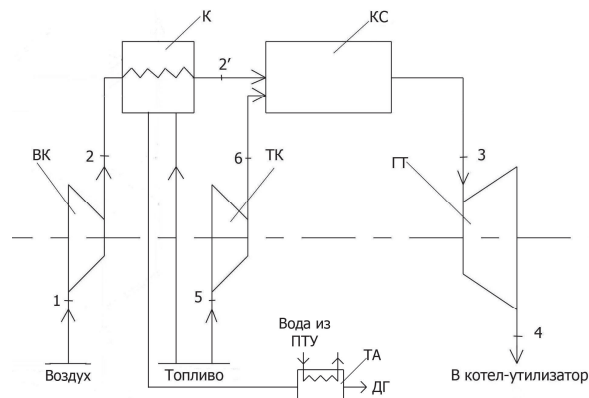


Рис. 3. Схема ГТУ с нагревом циклового воздуха и использованием уходящих газов воздушного котла для нагрева рабочего тела паротурбинного цикла. Обозначения те же, что и на рис. 2

Fig. 3. Circuit of a gas turbine unit when heating cycle air and applying exhaust gases of an air boiler to heat working medium of steam turbine cycle. Symbols are the same as in Fig. 2

Нагрев циклового воздуха (рис. 3) уменьшает удельные расходы компрессоров и газовой турбины и увеличивает удельную тепловую мощность котла-утилизатора по сравнению с циклом без нагрева воздуха.

Выбор схемы с нагревом циклового воздуха и различными способами использования уходящих газов должен производиться на основе оптимиза-

ционных подходов, основанных на методах энергетического анализа, как это предлагается в работах [20–22].

В заключение необходимо отметить, что детальный учет потерь энергии, не предусмотренный в рамках принятой расчетной модели, приведет к изменению количественных характеристик полученных результатов, не изменяя качественного анализа. К таким потерям относятся, прежде всего, потери на охлаждение турбинных лопаток [23], тепловые потери в камере сгорания и воздушном котле.

Выводы

1. Показано, что содержание трехатомных газов в продуктах сгорания влияет на такие характеристики ПГУ, как КПД и удельные расходы, а также на мощности компрессоров, турбин, камеры сгорания и котла-утилизатора.
2. Изменение вышеперечисленных характеристик связано не только с количеством трехатомных газов в продуктах сгорания, но и с их соотношением.
3. Дополнительный нагрев циклового воздуха также влияет на КПД и удельные характеристики ПГУ, причем характер этого влияния зависит от способа использования уходящих газов воздушного котла, в котором происходит нагрев воздуха. Дополнительный нагрев воздуха уменьшает КПД ПГУ на природном газе, но выбор схемы с нагревом циклового воздуха должен производиться на основе технико-экономического, а не только термодинамического анализа.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, грант № 14-08-01226 А.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Poloczec V., Hermsmeyer H. Modern gas turbines with high fuel flexibility // POWER-GEN Asia: Proc. Int. Simp. – Kuala Lumpur, 2008. – P. 1–19.
2. Puig-Arnavat M., Bruno J.C., Coronas A. Modified thermodynamic equilibrium model for biomass gasification: a study of the influence of operating conditions // Energy & Fuels. – 2012. – V. 26. – P. 1385–1394.
3. Rao A.D., Francuz D.J. An evaluation of advanced combined cycles // Applied Energy. – 2013. – № 102. – P. 1178–1186.
4. Когенерационная энергоустановка с топливным элементом на основе внутрициклового конверсии органического сырья для автономного энергообеспечения / А.В. Казаков, А.С. Загорин, П.Ю. Новосельцев, Р.Б. Табакаев // Известия ТПУ. – 2014. – Т. 324. – № 4. – С. 54–61.
5. О предпроектной проработке гибридной угольной ПГУ с воздушонагревателем / С.И. Гордеев, Н.В. Вальцев, Т.Ф. Богатова, Е.И. Левин, А.Ф. Рыжков, Н.А. Абаймов // Электрические станции. – 2012. – № 10. – С. 17–21.
6. Вальцев Н.В., Гордеев С.И., Рыжков А.Ф. Оптимизация технологической схемы гибридной угольной ПГУ с воздушонагревателем // Новые технологии. – 2013. – № 3. – С. 31–37.
7. Shilling, N., Goldmeier, J., Duke, L. GE technology update. Duke Edwardsport IGCC // 29th Annual International Pittsburgh Coal Conference. – Pittsburgh, 2012. – V. 2. – P. 1042–1049.

8. Development of IGCC commercial plant with air-blown gasifier / T. Hashimoto, K. Sakamoto, Y. Kitagawa, Y. Hyakutake, N. Setani // Mitsubishi Heavy Industries Technical Review. – 2009. – V. 46. – № 2. URL: <https://www.mhiglobal.com/company/technology/review/pdf/e462/e462001> (дата обращения: 12.05.2014).
9. Design of a H₂ PSA for cogeneration of ultrapure hydrogen and power at an advanced integrated gasification combined cycle with pre-combustion capture // Luberti M., Friedrich D., Brandani S., Ahn H. // Adsorption. – 2014. – V. 20. – № 2–3. – P. 511–524.
10. Расчетно-экспериментальное обоснование создания угольно-водородной электростанции с высокотемпературными паровыми турбинами / О.Н. Фаворский, А.И. Леонтьев, В.А. Федоров, О.О. Мильман // V Российской научно-технической конференции по теплообмену. – М., 2010. – Т. 5. – С. 63–68.
11. Мильман О.О., Прибатурин Н.А., Федоров В.А. Теплофизические проблемы создания комбинированных электрогенерирующих установок с турбинными энергоблоками // V Российская научно-техн. конф. по теплообмену. – М., 2010. – Т. 5. – С. 258–262.
12. Combustor development for low calorie fuel firing with COG / K. Tanaka, K. Nishida, W. Akizuki, T. Komori // Journal of the Japan Institute of Energy. – 2006. – V. 85. – № 5. – P. 355–359.
13. Giuffrida A., Romano M.C., Lozza G. Thermodynamic analysis of air-blown gasification for IGCC applications // Applied Energy. – 2011. – V. 88. – № 511. – P. 3949–3958.

14. Кириллин В.А., Сычев В.В., Шейндлин А.Е. Техническая термодинамика. – М.: Энергия, 1983. – 448 с.
15. Архаров А.М., Афанасьев В.Н. Теплотехника. – М.: Изд-во МГТУ, 2004. – 712 с.
16. Александров А.А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок. – М.: Изд-во МЭИ, 2004. – 158 с.
17. Design for F Class Blast Furnace Gas Firing 300 MW Gas Turbine Combined Cycle Plant / Т. Komori, Н. Hara, Н. Arimura, Y. Kitauchi // Proc. of the International Gas Turbine Congress. – Tokyo, 2003. URL: https://nippon.zaidan.info/seikabutsu/2003/00916/pdf/igtc2003tokyo_ts10 (дата обращения: 12.05.2014).
18. Мищенко К.П., Равдель А.А. Краткий справочник физико-химических величин. – Л.: Химия, 1974. – 200 с.
19. Клер А.М., Тюрина Э.А., Медников А.С. Угольная парогазовая установка с нагревом рабочего тела газотурбинного цикла в регенеративных теплообменниках периодического действия // Известия ТПУ. – 2013. – Т. 323. – № 4. – С. 75–80.
20. System modeling of energy recuperated IGCC system with pre- and post-combustion CO₂ capture / M. Kawabata, O. Kurata, N. Iki, A. Tsutsumi // Applied Thermal Engineering. – 2013. – № 54. – P. 310–318.
21. Advanced integrated gasification combined cycle (A-IGCC) by energy recuperation –technical challenges for future generation / M. Kawabata, O. Kurata, N. Iki, H. Furutani, A. Tsutsumi // Journal of Power Technologies. – 2012. – № 92 (2). – P. 90–100.
22. Study on thermodynamic characteristic and optimization of steam cycle system in IGCC / L. Jiang, R. Lin, H. Jin, R. Cai, Z. Li // Energy Conversion and Management. – 2002. – № 43. – P. 1339–1348.
23. Клер А.М., Захаров Ю.Б., Потанина Ю.М. Оптимизация параметров ПГУ и системы охлаждения газовой турбины // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 12 (63). – Т. 3. – С. 37–43.

Поступила 21.07.2014 г.

UDC 621.165, 621.438

INFLUENCE OF GAS TURBINE UNIT WORKING MEDIUM PROPERTIES ON COMBINED CYCLE THERMODYNAMIC EFFECTIVENESS

Viktor S. Belousov,

Dr. Sc., Ural Federal University, 19, Mira street, Yekaterinburg,
620002, Russia. E-mail: tot@urfu.ru

Tatyana F. Bogatova,

Cand. Sc., Ural Federal University, 19, Mira street, Yekaterinburg,
620002, Russia. E-mail: tb-upi@mail.ru

Alexander F. Ryzhkov,

Dr. Sc., Ural Federal University, Russia, 19, Mira street, Yekaterinburg,
620002, Russia. E-mail: af.ryzhkov@mail.ru

Sergey I. Gordeev,

Ural Federal University, 19, Mira street, Yekaterinburg,
620002, Russia. E-mail: gsi89@mail.ru

Irina B. Amarskaya,

Ural Federal University, 19, Mira street, Yekaterinburg,
620002, Russia. E-mail: tot@urfu.ru

The use of different fuels in a gas-turbine unit alters the combustion products composition, in particular the ratio between the amounts of diatomic and triatomic gases. This fact in its turn leads to a change in heat capacity, adiabatic index and specific costs of working medium compression and expansion and the recovery boiler thermal capacity. The article analyzes the impact of working medium properties changes with different fuels – methane, carbon monoxide and hydrogen, which leads to different triatomic gases content in the combustion products. The authors consider as well the costs and the working fluid properties changes, with additional cyclic air heating before the combustion chamber of gas turbine unit. The purpose of the paper is a comparative analysis of the gas turbines cycle thermodynamic efficiency with different contents of triatomic gases in the combustion products, the amount of which depends on the used fuel properties, as well as on additional cyclic air heating before the combustion chamber. The studies were performed by the calculation method with the model, which takes into account the dependence of the specific heats and the performance adiabatic compression of air and fuel in the compressor and the expansion of the combustion products in the turbine on temperature. Besides there is an additional air heating in the air heater, but the air flow after the compressor for the first turbine stage cooling is not included. It was found out that the air pre-heating in the air heater decreases the thermal efficiency of the combined cycle power plant, regardless of the usage pattern of the air heater flue gas. Moreover, the exhaust gases use for heating the combustion air of air heater increases cost and capacity of the air compressor and the turbine, but not as much impact CCP efficiency reducing as flue gas heat input to the working fluid of steam turbine cycle.

Key words:

Combined-cycle plant, compressor, turbine, adiabatic index, specific consumption, triatomic gas, combustion products.

The research was financially supported by the RFBR, grant no. 14–08–01226 A.

REFERENCES

1. Poloczek V., Hermesmeier H. Modern gas turbines with high fuel flexibility. *POWER-GEN Asia*. Kuala Lumpur, 2008. pp. 1–19.
2. Puig-Arnavat M., Bruno J.C., Coronas A. Modified thermodynamic equilibrium model for biomass gasification: a study of the influence of operating conditions. *Energy & Fuels*, 2012, vol. 26, pp. 1385–1394.
3. Ashok D. Rao, David J. Francuz. An evaluation of advanced combined cycles. *Applied Energy*, 2013, no. 102, pp. 1178–1186.
4. Kazakov A.V., Zavorin A.S., Novoseltsev P.Yu., Tabakaev R.B. Kogeneratsionnaya energoustanovka s toplivnym elementom na osnove vnutritsiklovoy konversii organicheskogo syr'ya dlya avtonomnogo energoobespecheniya [Cogeneration power plant with a fuel cell based on intracyclic conversion of organic material for off-line power supply]. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2014, vol. 324, no. 4, pp. 54–61.
5. Gordeev S.I., Valtsev N.V., Bogatova T.F., Levin E.I., Ryzhkov A.F., Abaimov N.A. O predproektnoy prarabotke gibrinoy ugolnoy PGU s vozdukhonagrevatelem [On pre-design of hybrid coal CCPP with the airheater]. *Elektricheskie stantsii*, 2012, no. 10, pp. 17–21.
6. Valtsev N.V., Gordeev S.I., Ryzhkov A.F. Optimizatsiya tekhnologicheskoy skhemy gibrinoy ugolnoy PGU s vozdukhonagrevatelem [Design optimization of hybrid coal CCPP with the air heater]. *Novye tekhnologii*, 2013, no. 3, pp. 31–37.
7. Shilling N., Goldmeier J., Duke L. GE technology update. Duke Edwardsport IGCC. *Proc 29th Annual International Pittsburgh Coal Conference*. Pittsburgh, 2012, vol. 2, pp. 1042–1049.
8. Hashimoto T., Sakamoto K., Kitagawa Y., Hyakutake Y., Setani N. Development of IGCC commercial plant with air-blown gasifier. *Mitsubishi Heavy Industries Technical Review*, 2009, vol. 46, no. 2. Available at: <https://www.mhi-global.com/company/technology/review/pdf/e462/e462001> (accessed 12 May 2014).
9. Luberti M., Friedrich D., Brandani S., Ahn H. Design of a H₂ PSA for cogeneration of ultrapure hydrogen and power at an advanced integrated gasification combined cycle with pre-combustion capture. *Adsorption*, 2014, vol. 20, no. 2–3, pp. 511–524.
10. Favorskiy O.N., Leontyev A.I., Fedorov V.A. Raschetno-eksperimentalnoe obosnovanie sozdaniya ugolno-vodorodnoy elektrostantsii s vysokotemperaturnymi parovymi turbinami [Settlement experimental study on developing coal-hydrogen electrical power station with high-temperature steam turbines]. *Trudy V Rossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii po teploobmenu* [Proc. 5th Russian Science-Technol. Symp. on Heat transfer]. Moscow, 2010, vol. 1, pp. 63–68.
11. Milman O.O., Pribayurin N.A., Fedorov V.A. Teplofizicheskie problemy sozdaniya kombinirovannykh elektrogeneriruyushchikh ustanovok s turbinnyimi energoblokami [Heat-physical problems of developing combined electrogenerating installations with turbine power units]. *Trudy IV Rossiyskoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii po teploobmenu* [Proc. 4th Russian Science-Technol. Symp. on Heat transfer]. Moscow, 2006, vol. 1, pp. 258–262.
12. Tanaka K., Nishida K., Akizuki W., Komori T. Combustor development for low calorie fuel firing with COG. *Journal of the Japan Institute of Energy*, 2006, vol. 85, no. 5, pp. 355–359.
13. Giuffrida A., Romano M.C., Lozza G. Thermodynamic analysis of air-blown gasification for IGCC applications. *Applied Energy*, 2011, vol. 88, no. 511, pp. 3949–3958.
14. Kirillin V.A., Sychev V.V., Sheyndlin A.E. *Tekhnicheskaya termodinamika* [Technical Thermodynamics]. Moscow, Energiya Publ., 1983. 448 p.
15. Arkharov A.M., Afanasev V.N. *Teplotekhnika* [Heat Engineering]. Moscow, MG TU Press, 2004. 712 p.
16. Aleksandrov A.A. *Termodinamicheskie osnovy tsiklov teploenergeticheskikh ustanovok* [Thermodynamic base of the heat energy cycles]. Moscow, MEI Press, 2004. 158 p.
17. Komori T., Hiroyuki H., Hisato A., Yohsuke K. Design for F Class Blast Furnace Gas Firing 300 MW Gas Turbine Combined Cycle Plant. *Proceedings of the International Gas Turbine Congress*. Tokyo, 2003. Available at: https://nippon.zaidan.info/sei-kabutsu/2003/00916/pdf/igtc2003tokyo_ts10 (accessed 12 May 2014).
18. Mishchenko K.P., Ravdelya A.A. *Kratkiy spravochnik fiziko-khimicheskikh velichin* [Brief handbook of physicochemical values]. Leningrad, Khimiya Publ., 1974. 200 p.
19. Kler A.M., Tyrina E.A., Mednikov A.S. Ugolnaya parogasovaya ustanovka s nagrevom rabocheho tela gasoturbinnogo tsikla v regenerativnykh teploobmennikakh periodicheskogo deistviya [Coal combined-cycle plant with working medium heating in gas-turbine cycle in periodic regenerative heat exchangers]. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2013, vol. 323, no. 4, pp. 75–80.
20. Kawabata M., Kurata S., Iki N., Furutani H., Tsutsumi A. System modeling of energy recuperated IGCC system with pre- and post-combustion CO₂ capture. *Applied Thermal Engineering*, 2013, pp. 54, pp. 310–318.
21. Kawabata M., Kurata S., Iki N., Tsutsumi A. Advanced integrated gasification combined cycle (A-IGCC) by energy recuperation – technical challenges for future generation. *Journal of Power Technologies*, 2012, no. 92 (2), pp. 90–100.
22. Jiang L., Lin R., Jin H., Cai R., Li Z. Study on thermodynamic characteristic and optimization of steam cycle system in IGCC. *Energy Conversion and Management*, 2002, no. 43, pp. 1339–1348.
23. Kler A.M., Zaharov Yu.B., Potanina Yu.M. Optimizatsiya parametrov PGU i sistemy okhlazhdeniya gazovoy turbiny [Optimization of the CCPP parameters and gas turbine cooling system]. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh technology*, 2013, no. 12 (63), vol. 3 pp. 37–43.

Received: 21 July 2014.