

**ПАРОТУРБИННЫЕ, ГАЗОТУРБИННЫЕ,
ПАРОГАЗОВЫЕ УСТАНОВКИ
И ИХ ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ**

**ТЕРМОХИМИЧЕСКАЯ РЕКУПЕРАЦИЯ ТЕПЛА
ОТХОДЯЩИХ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ В ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВКАХ:
ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ¹**

© 2023 г. Д. И. Пашенко*

*Самарский государственный технический университет,
Молодогвардейская ул., д. 244, г. Самара, 443100 Россия*

**e-mail: pashchenkodmitry@mail.ru*

Поступила в редакцию 06.06.2022 г.

После доработки 13.07.2022 г.

Принята к публикации 27.07.2022 г.

Рассмотрена схема парогазовой установки с термохимической рекуперацией тепла отходящих газов за счет паровой конверсии метана. Сущность термохимической рекуперации заключается в использовании тепла отходящих газов для эндотермической конверсии метана, в результате которой образуется новое синтетическое топливо. Представлены результаты термодинамического анализа цикла парогазовой установки, в которой температура газов на входе в газовую турбину составляет 1500 и 1600°C при давлении в камере сгорания от 2 до 4 МПа. Термодинамический анализ цикла парогазовой установки выполнен в программном продукте Aspen HYSYS, термодинамический анализ паровой конверсии метана – методом минимизации свободной энергии Гиббса. Показано, что эффективность термохимической рекуперации тепла отходящих дымовых газов зависит от технологических параметров: давления, температуры, состава исходной реакционной смеси. Увеличение температуры и соотношения содержания пар–метан приводит к повышению энтальпии реакции и степени конверсии метана, в то время как увеличение давления – к снижению этих параметров. Установлено, что термохимическая рекуперация тепла позволяет повысить эффективность классической парогазовой установки на 3–5%. Например, коэффициент полезного действия парогазовой установки без термохимической рекуперации составляет 59%, а с термохимической рекуперацией – 64% для температуры на входе 1600°C и степени сжигания 30. Тепловой и материальный балансы парогазовой установки с термохимической рекуперацией тепла представлены в виде энергетических и материальных потоков, по которым видно, что примерно 45% тепла отходящих газов рекуперировано в топливный цикл газотурбинной установки и примерно 45% тепла отходящих газов расходуется на паротурбинный цикл.

Ключевые слова: парогазовая установка, конверсия метана, термодинамический анализ, термохимическая рекуперация, паровая конверсия метана, энергоэффективность, энтальпия реакции

DOI: 10.56304/S0040363623010058

Ископаемые топлива, в частности природный газ, в ближайшие десятилетия останутся основными источниками энергии для отечественной и мировой теплоэнергетики. Согласно докладу Международного энергетического агентства, XXI в. можно считать “золотым столетием газового топлива” [1]. Кроме того, несмотря на достигнутые успехи в использовании возобновляемых источников энергии, к 2050 г. доля природного газа вырастет до 26–28% общемирового спроса на энергию в сравнении с 20% в 2011 г. [1].

Одни из важных потребителей природного газа – газотурбинные установки (ГТУ), предназна-

ченные для выработки электрической энергии или механической работы (для газоперекачивающих агрегатов) [2]. Согласно первому закону термодинамики, одним из способов повышения энергетической эффективности таких установок является увеличение температуры рабочих газов на входе в газовую турбину [3]. В современных газовых турбинах температура продуктов сгорания перед турбиной значительно выше 1000°C. Например, температура газов на входе в газовые турбины серии J компании Mitsubishi равна 1600°C [4], в газовые турбины серии STG компании Siemens – выше 1500°C, в газовые турбины, изготовленные компаниями Westinghouse, Alstom, Škoda и др., – примерно 1500°C, в современных газовых

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Российского научного фонда (грант № 19-19-00327).

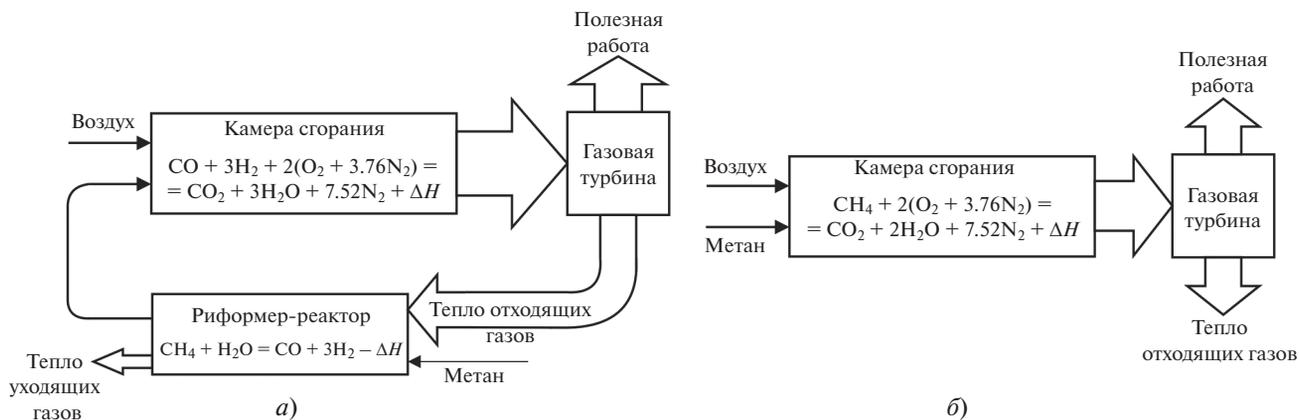


Рис. 1. Принципиальная схема трансформации химического тепла топлива в ГТУ с термохимической рекуперацией (а) и без нее (б)

турбинах серии ГТЭ отечественного производителя “Силовые машины” – выше 1000°С.

При повышении температуры газов на входе в турбину температура отходящих дымовых газов при постоянной степени сжатия/расширения увеличивается. Это, в свою очередь, приводит к росту потерь тепла с отходящими дымовыми газами. Одним из способов повышения энергетической эффективности газотурбинных установок является их комбинирование с паросиловым циклом [5]. Эффективность современных парогазовых установок (ПГУ) составляет более 60% [6]. В настоящее время имеется значительный потенциал повышения их эффективности путем увеличения температуры рабочих теплоносителей и разработки новых принципиальных схем.

Представляет интерес применение в парогазовых установках термохимической рекуперации тепла отходящих дымовых газов, температурный потенциал которых может быть использован для предварительной эндотермической переработки исходного топлива [7–9]. При этом топливо получает большой запас химически связанного тепла в виде возросшей теплоты сгорания (в пересчете на единицу массы исходного топлива). Реализация в камере сгорания дополнительного связанного тепла приводит к снижению удельного потребления первичного топлива. Другими словами, если в традиционных газотурбинных установках химическая энергия топлива трансформируется в тепло в одну стадию при непосредственном сжигании топлива, то в установках с термохимической рекуперацией тепла – в две стадии. На первой стадии происходит конверсия метана вследствие преобразования тепла отходящих дымовых газов в химическую энергию с получением синтез-газа, обладающего большей химической энергией (в пересчете на единицу массы исходного метана), а на второй – сжигание полученного нового синтетиче-

ского топлива. Принципиальные схемы трансформации тепла топлива в ГТУ показаны на рис. 1.

Авторы [10] предложили установить реактор паровой конверсии метана после газовой турбины и использовать тепло отходящих газов для осуществления реакции паровой конверсии метана. В последние годы были рассмотрены различные схемы использования термохимической рекуперации тепла отходящих дымовых газов в газотурбинных установках [11–14]. Также стоит отметить, что схемы использования частичного окисления первичного топлива в ГТУ и ПГУ были предложены специалистами ОИВТ РАН. В работе [15] рассмотрена одна из схем надстройки действующих и вновь создаваемых паротурбинных энергоблоков – газотурбинная установка с частичным окислением природного газа и последующим дожиганием продуктов окисления в топке парового котла.

Ранее автор настоящей статьи выполнил термодинамический анализ ГТУ с термохимической рекуперацией тепла в целях определения влияния технологических параметров на ее эффективность [16]. Было установлено, что температура, давление и состав исходной реакционной смеси оказывают значительное влияние на эффективность не только ГТУ, но и системы рекуперации. Проведенный в [16] анализ показал, что после системы термохимической рекуперации тепла, состоящей из риформера и котла-утилизатора (выработка водяного пара для процесса паровой конверсии метана), температура отходящих газов достигает 450–500°С. Поэтому целью настоящей работы является исследование схемы парогазовой установки, в которой тепло отходящих дымовых газов после газовой турбины частично рекуперировано и частично расходуется на выработку пара для паросилового цикла.

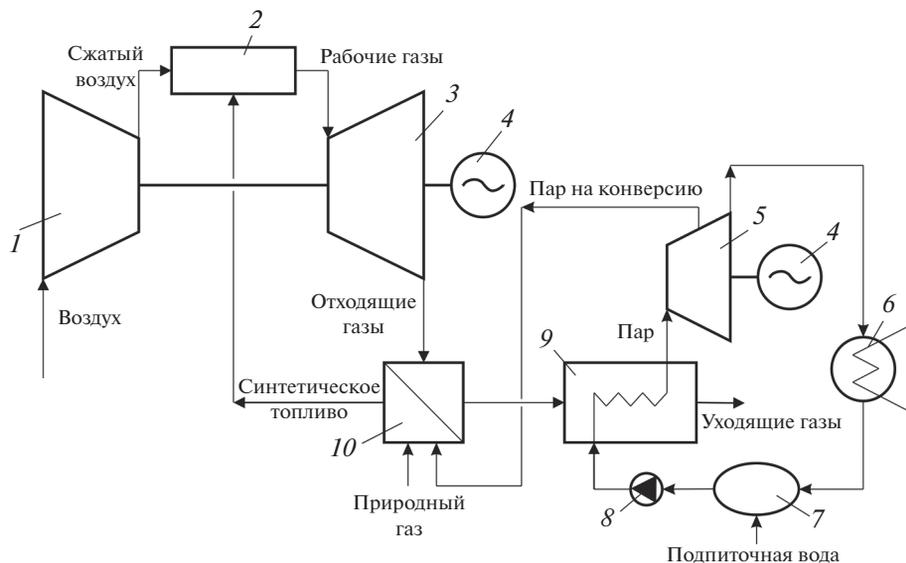


Рис. 2. Принципиальная схема парогазовой установки с термохимической рекуперацией тепла.

1 – компрессор воздуха; 2 – камера сгорания; 3 – газовая турбина; 4 – генератор; 5 – паровая турбина; 6 – конденсатор; 7 – деаэрактор; 8 – насос; 9 – парогенератор; 10 – риформер

Принципиальная схема ПГУ с термохимической рекуперацией тепла показана на рис. 2. В соответствии со схемой отходящие дымовые газы после газовой турбины направляются в риформер для обогрева реакционного пространства, в который подаются водяной пар и природный газ. В результате реакции паровой конверсии метана образуется синтетическое топливо (синтез-газ), которое далее используется в качестве топлива для газотурбинной установки. Дымовые газы после риформера направляются в парогенератор (котел-утилизатор), в котором происходит выработка пара для паросилового цикла. Пар для конверсии метана отбирается из паровой турбины. При запуске газовой турбины в качестве топлива используется природный газ, и после выхода на стационарный режим включается система термохимической рекуперации тепла.

Термодинамический анализ парогазовой установки с термохимической рекуперацией тепла выполнен в программном продукте Aspen HYSYS, расчетная схема показана на рис. 3. Давление в камере сгорания соответствует давлениям метана и пара перед смесителем. Температура синтез-газа после риформера близка к температуре отходящих дымовых газов, поэтому установка дополнительного компрессора для синтез-газа сопряжена с технологическими и конструктивными трудностями. В расчетной схеме температура рабочих газов перед газовой турбиной регулируется расходом воздуха через компрессор с использованием функции adjust (ADJ-1).

Термодинамический анализ паровой конверсии метана выполнен методом минимизации сво-

бодной энергии Гиббса G_T . Для этого в расчетной схеме установлен идеальный реактор Гиббса. Метод минимизации основан на предположении, что анализируемая система находится в состоянии химического равновесия, если изменение свободной энергии Гиббса минимально, а ее полный дифференциал равен нулю при заданных технологических параметрах

$$dG_T = 0. \quad (1)$$

В расчетной схеме (см. рис. 3) паровая турбина условно разделена на две части: в первой части паровой турбины используется весь пар, полученный в парогенераторе, а во второй части паровой турбины – остаточный пар после отбора на риформинг. В реальных установках такое разделение может быть применимо для цилиндров высокого и низкого давления. Также в схеме имеется компрессор для сжатия метана, что вызвано анализом различных давлений в риформере, и если давление пара регулируется отбором турбины, то давление метана – компрессором.

Полная мощность ПГУ с термохимической рекуперацией тепла $W_{ПГУ}$ рассчитывается по уравнению

$$W_{ПГУ} = W_{ГТ} + W_{ПТ1} + W_{ПТ2} - W_{КОМП.ВОЗД} - W_{КОМП.МЕТ} - W_N, \quad (2)$$

где $W_{ГТ}$ – мощность газовой турбины; $W_{ПТ1}$, $W_{ПТ2}$ – мощность первой и второй части паровой турбины; $W_{КОМП.ВОЗД}$, $W_{КОМП.МЕТ}$ – мощность компрессора воздуха и метана; W_N – мощность насоса.

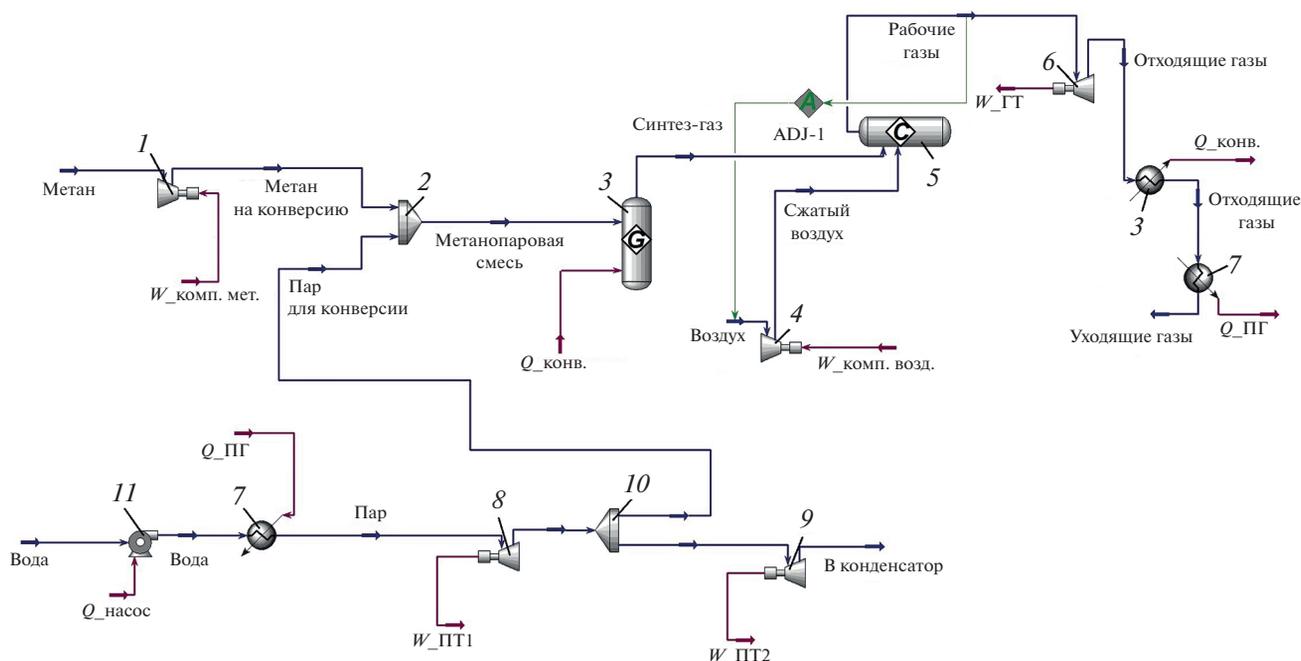


Рис. 3. Расчетная схема ПГУ с термохимической рекуперацией в Aspen HYSYS.

1, 4 – компрессор метана и воздуха; 2 – смеситель; 3 – риформер; 5 – камера сгорания; 6 – газовая турбина; 7 – парогенератор (ПГ); 8, 9 – первая и вторая часть паровой турбины соответственно; 10 – разделитель; 11 – насос; W – мощность; Q – выделившееся тепло; ГТ, ПТ – газовая и паровая турбина; “конв” – конверсия. Обозначения величин приняты в соответствии с программой Aspen HYSYS

В настоящей работе также проведен термодинамический анализ парогазовой установки, в которой отсутствует риформер. При этом весь пар, полученный в парогенераторе, направляется в паросиловой цикл (классическая ПГУ). Сравнительный анализ эффективности схем ПГУ с термохимической рекуперацией тепла выполнен на основе общего КПД установки $\eta_{ПГУ}$, вычисляемого по формуле

$$\eta_{ПГУ} = \frac{W_{ПГУ}}{m_{CH_4} Q_p^H}, \quad (3)$$

где m_{CH_4} – массовый расход метана; Q_p^H – рабочая низшая теплота сгорания метана.

Исходные данные для термодинамического анализа приведены далее:

Массовый расход топлива, кг/ч.....	100
Температура, °С:	
рабочего газа на входе	
в турбину.....	1500, 1600
пара на входе в турбину.....	500
атмосферного воздуха и метана.....	20
уходящих газов (после парогенератора).....	100

Степень сжатия в компрессоре/ степень расширения	
в газовой турбине.....	20, 30, 40
КПД, %:	
газовой и паровой турбины.....	90
компрессора метана и воздуха.....	85
Давление, МПа:	
пара на входе в турбину.....	10
в конденсаторе.....	0.006
всех входящих потоков (кроме воздуха).....	0.1
Соотношение количества пар–метан β в риформере, моль/моль.....	1, 2, 3

Для термодинамического анализа приняты следующие допущения: состав топлива $CH_4 = 100\%$, потери давления в трубопроводах и вспомогательных элементах ПГУ отсутствуют, температура синтез-газа на выходе из риформера на $20^\circ C$ меньше температуры отходящих дымовых газов после газовой турбины.

Для верификации результатов термодинамического анализа паровой конверсии метана данные, полученные с помощью программы Aspen HYSYS, были сопоставлены с данными, приве-

Состав продуктов паровой конверсии метана, %, при $\beta = 2$

Температура, К	Давление, МПа	Способ расчета	H ₂	CO	H ₂ O	CO ₂	CH ₄
1000	0.1	IVTAN	63.01	14.32	16.32	5.23	1.12
		Aspen HYSYS	63.40	14.38	16.12	5.08	1.02
		[17]	63.42	14.43	16.10	5.12	0.93
1000	0.5	IVTAN	60.66	14.82	17.32	5.55	1.65
		Aspen HYSYS	61.60	14.98	17.92	4.08	1.42
		[17]	61.44	14.93	17.97	4.18	1.48
1100	0.1	IVTAN	63.88	16.08	16.02	3.93	0.09
		Aspen HYSYS	63.65	16.14	16.15	3.98	0.08
		[17]	63.76	16.11	16.11	3.94	0.08
1100	0.5	IVTAN	61.28	15.02	17.87	4.24	1.59
		Aspen HYSYS	61.57	14.99	17.88	4.11	1.45
		[17]	61.45	14.93	17.96	4.18	1.48

денными в [17], а также с результатами, полученными по программному коду IVTANTHERMO, разработанному специалистами ОИВТАН [18] (см. таблицу). Наблюдается хорошая сходимость всех указанных данных.

Эффективность системы термохимической рекуперации определяется эндотермическим эффектом реакции, который, в свою очередь, зависит от степени конверсии метана. На рис. 4 показана зависимость энтальпии реакции паровой конверсии метана h от температуры t , давления p и соотношения количества пар–метан β в риформере. В области температур 800–1000°C при до-

бавлении водяного пара в исходную реакционную смесь значительно увеличивается энтальпия процесса. По мере дальнейшего повышения температуры добавление пара в реакционную смесь оказывает меньшее влияние на энтальпию реакции. Влияние давления, температуры и состава исходной реакционной смеси на равновесные составы полностью согласуется с принципом Ле Шателье–Брауна.

Термохимическая трансформация тепла отходящих дымовых газов в химическую энергию для реакции паровой конверсии метана становится заметной при температуре выше 700°C. Именно поэтому в настоящей статье анализируются температуры рабочих газов на входе в турбину выше 1500°C при степени сжатия до 40. В газотурбинных установках при температуре рабочих газов ниже 1500°C и степени сжатия выше 40 не будет происходить заметная термохимическая трансформация тепла отходящих газов.

Иллюстрация влияния операционных параметров на эффективность ПГУ представлена на рис. 5, который показывает, что термохимическая рекуперация тепла отходящих газов позволяет значительно увеличить коэффициент полезного действия ПГУ, работающей по классическому принципу – весь пар используется в паровой турбине ($\beta = 0$). Одним из объяснений этого является тот факт, что при термохимической рекуперации тепло отходящих дымовых газов возвращается в цикл газотурбинной установки, в которой температура рабочего газа на входе в турбину составляет 1500–1600°C. Другими словами, тепло отходящих дымовых газов используется в цикле, где температура горячего источника равна 1500–1600°C. Для сравнения, температура пара перед паровой турбиной составляет 500°C. Повышение

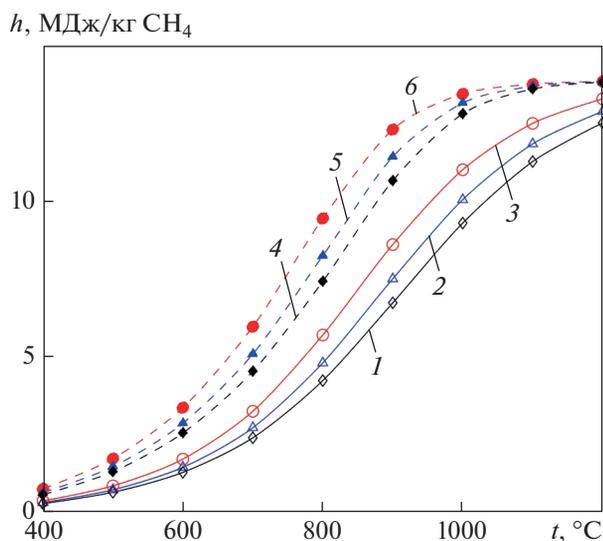


Рис. 4. Зависимость энтальпии реакции паровой конверсии метана h на 1 кг исходного метана от температуры t исходной реакционной смеси, p , МПа: 1, 4 – 4; 2, 5 – 3; 3, 6 – 2; β : 1–3 – 1; 4–6 – 2

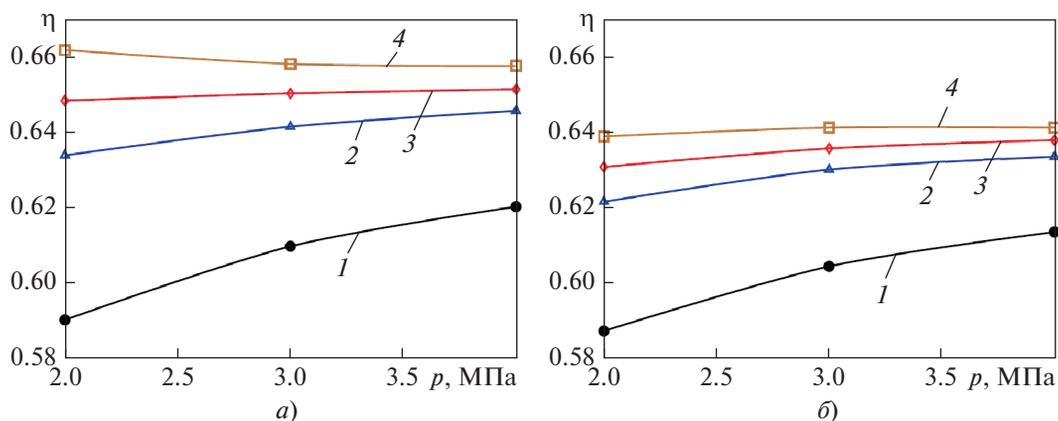


Рис. 5. Зависимость коэффициента полезного действия ПГУ η с термохимической рекуперацией тепла от давления на входе в риформер для температуры газов перед газовой турбиной 1600°C (а) и 1500°C (б). β : 1 – 0; 2 – 1; 3 – 2; 4 – 3

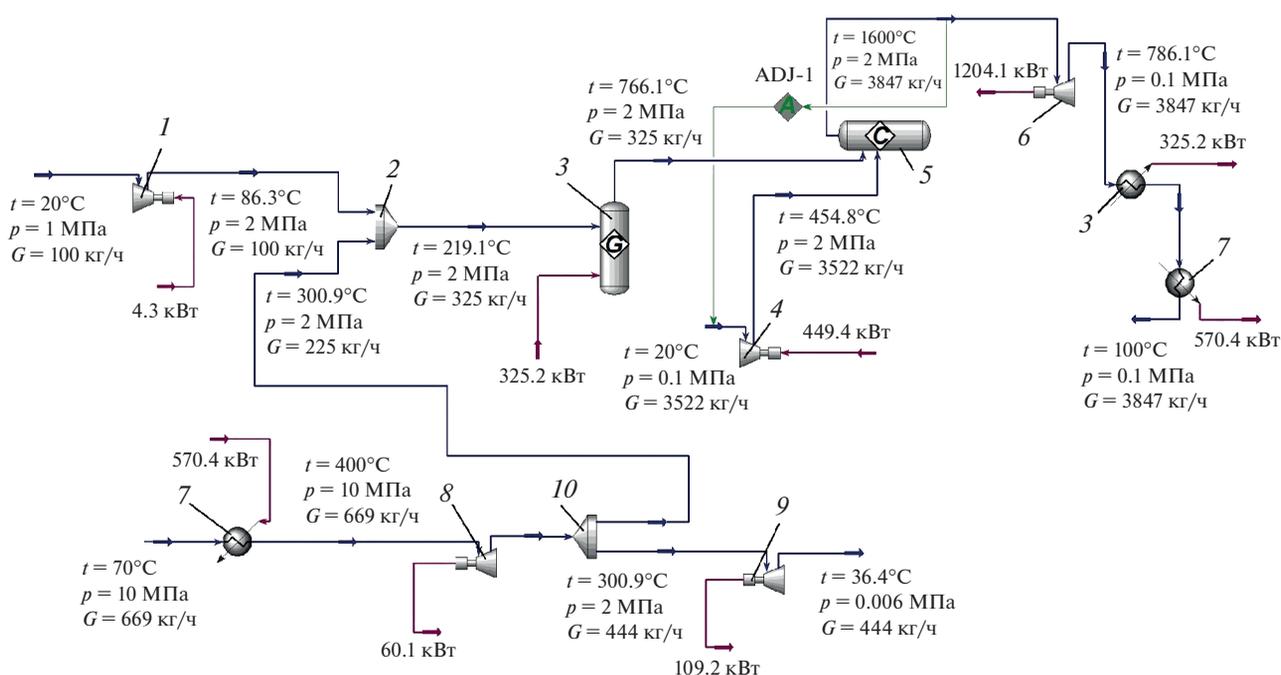


Рис. 6. Параметры схемы ПГУ с термохимической рекуперацией в узловых точках и энергетические потоки в основных элементах схемы. Обозначения см. рис. 3

ее ограничено конструктивными особенностями, и в современных турбинах она не превышает 600–650°C. Поэтому эффективность использования отходящих дымовых газов после газовой турбины в системе термохимической рекуперации тепла выше, чем в паротурбинном цикле. Очевидно, что термодинамический анализ позволяет оценить количественные характеристики цикла ПГУ с термохимической рекуперацией тепла. Для качественного сравнения различных вариантов работы ПГУ необходим эксергетический анализ,

результаты которого будут представлены в следующих публикациях автора.

На рисунке 5, а видно, что повышение β не оказывает заметного влияния на увеличение эффективности ПГУ. Более того, при $\beta = 3$ увеличение давления в риформере приводит к снижению эффективности ПГУ. Это связано с тем, что при этом снижается эффективность термохимической рекуперации тепла вследствие уменьшения энтальпии процесса, а отбор пара, в 3 раза превы-

шающий стехиометрическое количество, приводит к снижению выработки энергии в паросило-вом цикле. Кроме того, рис. 5, а показывает, что использование термохимической рекуперации тепла даже при степени сжатия в ГТУ $\sigma = 20$ обеспечивает более высокую эффективность ПГУ в сравнении с классической ПГУ при $\sigma = 40$. Таким образом, можно заключить, что термохимическая рекуперация тепла позволяет организовать эффективную работу ПГУ при умеренно низкой степени сжатия.

Рисунок 5, б показывает, что уменьшение температуры рабочих газов на входе в газовую турбину приводит к снижению эффективности ПГУ, а добавление пара в исходную реакционную смесь не оказывает заметного влияния на КПД. Это связано с тем, что снижение температуры газов на входе в газовую турбину приводит к уменьшению температуры отходящих газов. Поэтому температурный потенциал располагаемого тепла для паровой конверсии метана снижается, что, в свою очередь, приводит к уменьшению энтальпии процесса. В этом случае рекуперация тепла отходящих дымовых газов осуществляется в основном за счет подогрева метанопаровой смеси. Очевидно, что увеличение температуры рабочих газов на входе в газовую турбину приведет к еще большей эффективности парогазовой установки в целом и системы термохимической рекуперации тепла в частности.

На рис. 6 указаны значения температуры, давления и массового расхода G в узловых точках принципиальной схемы, показанной на рис. 3. Кроме того, на рисунке отмечены энергетические потоки в основных элементах схемы при температуре на входе в газовую турбину 1600°C , $\sigma = 20$, $\beta = 2$.

ВЫВОДЫ

1. Применение термохимической рекуперации тепла отходящих дымовых газов позволяет увеличить эффективность парогазовых установок на 3–5% для высокотемпературных газовых турбин.

2. Температура, давление и состав исходной реакционной смеси оказывают заметное влияние на эффективность парогазовой установки. Анализ тепловых потоков в ПГУ с термохимической рекуперацией показал, что тепло отходящих дымовых газов расходуется приблизительно одинаково на систему термохимической рекуперации тепла и на выработку пара для паросилового цикла.

3. К числу основных недостатков ПГУ с термохимической рекуперацией тепла необходимо отнести потерю воды с отходящими дымовыми газами, что может снижать экономическую эффективность ПГУ. Поэтому анализ схемы термохимической реку-

перации тепла с глубокой утилизацией тепла отходящих газов представляет научный интерес.

4. Наличие в схеме риформера, реакционное пространство которого активировано катализатором (например, на основе оксида никеля), увеличивает эксплуатационные затраты, так как катализатор требует регулярной замены. В этой связи детальный технико-экономический анализ позволит учесть достоинства и недостатки термохимической рекуперации тепла, а также определить экономическую эффективность ее использования в парогазовых установках.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Birol F., Bessos C.** Golden rules for a golden age of gas. World energy outlook special report on unconventional gas // Int. Energy Agency. 2012. V. 12. P. 12–36.
2. **Ольховский Г.Г.** Наиболее мощные энергетические ГТУ (обзор) // Теплоэнергетика. 2021. № 6. С. 87–93. <https://doi.org/10.1134/S0040363621060060>
3. **Андрющенко А.И.** Основы термодинамики циклов теплоэнергетических установок: учеб. пособие для вузов. 3-е изд., перераб. и доп. М.: Высшая школа, 1985.
4. **Hada S., Takata K., Iwasaki Y.** High-efficiency gas turbine development applying 1600 C class “J” technology // Mitsubishi Heavy Industries Techn. Rev. 2015. V. 52. No. 2. P. 2–9.
5. **Ольховский Г.Г.** Парогазовые установки для отечественных ТЭС // Электрические станции. 2020. № 1 (1062). С. 21–28.
6. **Thermodynamic and economic analysis of performance evaluation of all the thermal power plants: A review / M.H. Ahmadi, M. Alhuyi Nazari, M. Sadeghzadeh, F. Pourfayaz // Energy Sci. Eng. 2019. No. 7 (1). P. 30–65.**
7. **Tartakovsky L., Sheintuch M.** Fuel reforming in internal combustion engines // Prog. Energy Combust. Sci. 2018. V. 67. P. 88–114.
8. **The use of thermochemical recuperation in an industrial plant / S.K. Popov, I.N. Svistunov, A.B. Garyaev, E.A. Serikov, E.K. Temyrkanova // Energy. 2017. V. 127. P. 44–51.**
9. **К опытно-промышленным испытаниям стекловаренной печи с химической регенерацией теплоты / И.И. Перелетов, В.Н. Новосельцев, М.Ф. Шопшин, Е.А. Чуланов, В.А. Волков, А.И. Тюрин, И.И. Левер // Энергетика высокотемпературной теплотехнологии: Сб. науч. трудов. М.: МЭИ, 1980. Т. 476. С. 26–32.**
10. **Olmsted J.H., Grimes P.G.** Heat engine efficiency enhancement through chemical recovery of waste heat // Proc. of the 7th Intersociety Energy Conversion Engineering Conf. San Diego, CA, USA, 25 Sept. 1972. P. 241–248.
11. **Nakagaki T., Ogawa T., Hirata H.** Development of chemically recuperated micro gas turbine // J. Eng. Gas Turbines Power. 2003. V. 125. No. 1. P. 391–397.

12. **Carapellucci R., Milazzo A.** Thermodynamic optimization of a reheat chemically recuperated gas turbine // *Energy Convers. Manage.* 2005. V. 46. No. 18. P. 2936–2953.
13. **Su B., Han W., He H.** A biogas-fired cogeneration system based on chemically recuperated gas turbine cycle // *Energy Convers. Manage.* 2020. V. 205. P. 112394.
14. **Pashchenko D., Mustafin R., Karpilov I.** Ammonia-fired chemically recuperated gas turbine: Thermodynamic analysis of cycle and recuperation system // *Energy.* 2022. V. 252. P. 124081.
15. **Модернизация** существующих паротурбинных установок путем газотурбинных надстроек с частичным окислением природного газа / В.М. Масленников, В.М. Батенин, В.Я. Штеренберг, Ю.А. Выскубенко, Э.А. Цалко // *Теплоэнергетика.* 2000. № 3. С. 39–46.
16. **Pashchenko D., Mustafin R., Karpilov I.** Efficiency of chemically recuperated gas turbine fired with methane: Effect of operating parameters // *Appl. Therm. Eng.* 2022. V. 212. P. 118578.
17. **Verkhivker G., Kravchenko V.** The use of chemical recuperation of heat in a power plant // *Energy.* 2004. V. 29. No. 3. P. 379–388.
18. **Белов Г.В., Иориш В.С., Юнгман В.С.** Моделирование равновесных состояний термодинамических систем с использованием ИВТАНТЕРМО для Windows // *ТВТ.* 2000. Т. 38. № 2. С. 209–214.

Thermochemical Recuperation of the Exhaust Gas Heat in Combined-Cycle Units: Thermodynamic Analysis

D. I. Pashchenko*

Samara State Technical University, Samara, 443100 Russia

**e-mail: pashchenkodmitry@mail.ru*

Abstract—A scheme of a combined-cycle unit with thermochemical recuperation of flue gas heat using methane steam reforming is considered. The essence of thermochemical recuperation is the recovery of flue gas heat for the endothermic methane reforming yielding a new synthetic fuel. The results are presented of a thermodynamic analysis of the combined-cycle unit thermal cycle with a gas turbine inlet temperature of 1500 and 1600°C at a pressure in the combustion chamber from 2 to 4 MPa. The thermodynamic analysis of the thermal cycle of a combined cycle unit was performed using the Aspen HYSYS software package, and the thermodynamic analysis of methane steam reforming was performed using the Gibbs free energy minimization method. The efficiency of thermochemical recuperation of flue gas heat has been demonstrated to depend on the process conditions, such as pressure, temperature, and composition of the initial reaction mixture. Increasing the temperature and the steam to methane ratio increases the reaction enthalpy and the efficiency of methane reforming, while an increase in the pressure decreases these parameters. It has been found that the thermochemical recuperation of heat can increase the effectiveness of a conventional combined-cycle unit by 3–5%. For example, the efficiency of a combined-cycle unit is 59% without thermochemical recuperation or 64% with thermochemical recuperation at a turbine inlet temperature of 1600°C and a compression ratio of 30. The thermal and material balances of a combined-cycle unit with thermochemical heat recuperation are presented in the form of energy and material flows, according to which 45% of the exhaust gas heat is recuperated in the fuel cycle of the gas turbine unit and approximately 45% of the exhaust gas heat is consumed in the steam turbine cycle.

Keywords: combined-cycle unit, methane reforming, thermodynamic analysis, thermochemical recuperation, methane steam reforming, energy efficiency, reaction enthalpy