

УДК 536.7

Носач В. Г.¹, Шрайбер А. А.²¹Институт технической теплофизики НАН Украины²Институт общей энергетики НАН Украины

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК ЗА СЧЕТ СОВМЕСТНОГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕРМОХИМИЧЕСКОЙ И ПАРОВОЙ РЕГЕНЕРАЦИИ

Запропоновано нову схему газотурбінної установки, що відрізняється спільним використанням термохімічної та парової регенерації. У порівнянні з традиційною схемою повітряної регенерації нова схема дозволяє підвищити ККД установки на 5,7...6,5 % та істотно знизити емісію шкідливих речовин в атмосферу.

 A – работа; I – энтальпия; J – полная энтальпия; p – давление; Q – теплотворная способность; T – температура; β – коэффициент, определяющий расход продуктов сгорания через холодильник 6 и

Предложена новая схема газотурбинной установки, отличающаяся совместным использованием термохимической и паровой регенерации. В сравнении с традиционной схемой воздушной регенерации новая схема позволяет повысить КПД установки на 5,7...6,5 % и существенно уменьшить эмиссию вредных веществ в атмосферу.

We propose a new scheme of gas-turbine plants that is characterized by the joint use of thermochemical and steam recuperation. As compared to the traditional scheme of air recuperation, the new scheme enables one to enhance the efficiency of the plant by 5,7... 6.5 % and to decrease substantially the emission of harmful substances to the atmosphere.

компрессор 7 (рис. 1);

 η – КПД установки;

ГТУ – газотурбинная установка;

КТ – конвертированное топливо;

ПГ – природный газ;

ПС – продукты сгорания;

СПС – сухие продукты сгорания;

ТХР – термохимическая регенерация.

Разработка методов повышения эффективности использования дефицитных топлив (прежде всего природного газа) в различных теплоэнергетических установках представляет собой важную задачу энергетической науки. Кроме того, современные экологические нормы требуют снижения количества вредных веществ (в частности, NO_x), которые выбрасываются в атмосферу. В настоящей работе различные пути решения этой задачи рассматриваются на примере газотурбинных установок (ГТУ), работающих на природном газе.

Для повышения эффективности использования природного газа в ГТУ необходимо утилизировать физическую теплоту продуктов сгорания (ПС) на выходе из установки. Традиционный метод здесь связан с воздушной регенерацией, т.е. с нагревом воздуха, который подается для сжигания топлива, но этот вариант имеет два недостатка: (i) количество воздуха и

его удельная теплоемкость меньше, чем соответствующие параметры ПС; (ii) с ростом температуры воздуха увеличивается эмиссия NO_x . Другой путь связан с термохимической регенерацией (ТХР), т.е. с конверсией природного газа в ПС [1], что позволяет получить новое топливо, теплотворная способность которого выше, чем калорийность природного газа. Это топливо содержит значительное количество H_2 и CO , сжигание которых сопровождается достаточно низкой эмиссией NO_x [2, 3].

Схема комбинированной системы регенерации (ТХР + нагрев воздуха) для ГТУ, а также некоторые результаты ее термодинамического расчета приведены в [4]. В частности, показано, что комбинированная система позволяет существенно (на 3,6...5,5 %) повысить КПД установки по сравнению с воздушной регенерацией. Вместе с тем существует возможность дальнейшего повышения КПД ГТУ за счет со-

вместного использования ТХР, нагрева воздуха и паровой регенерации.

Схема новой комбинированной системы регенерации приведена на рис. 1. После расширения в цилиндре высокого давления 3 продукты сгорания подаются в реактор – теплообменник 4 и далее – в цилиндр низкого давления 5 и парогенератор 9. Затем определенная часть ПС выбрасывается в атмосферу, а остаток охлаждается в аппарате 6, где весь водяной пар, представляющий собой часть ПС, конденсируется. Сухие продукты сгорания (СПС), т.е. $\text{CO}_2 + 7,52\text{N}_2$ сжимаются в компрессоре для ПС 7 до начального давления нашего цикла p_1 (здесь и ниже индексы соответствуют номерам точек на рис. 1). После холодильника 6 конденсат поступает в насос (на схеме не показан), где его давление повышается до того же уровня p_1 , и далее – в парогенератор 9, где он нагревается до температуры кипения при давлении p_1 и испаряется. Затем СПС из компрессора 7 и водяной пар из парогенератора 9 смешиваются в смесителе 8, и смесь разделяется на два потока, которые помечены буквами А и В на рис. 1. Поток А, который представляет собой стехиометрическое количество продуктов сгорания в реакции конверсии природного газа (полагаем, что он состоит из чистого метана), т.е. $(\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 7,52\text{N}_2)/3$, смешивается с CH_4 и подается в реактор – теплообменник 4, где реализуется процесс конверсии. Поток В (его количество составляет $\beta (\text{CO}_2 + 2\text{H}_2\text{O} + 7,52\text{N}_2)$) также направляется в аппарат 4. Кроме того, стехиометрическое количество воздуха ($2\text{O}_2 + 7,52\text{N}_2$) после компрессора 2 также нагревается в реакторе – теплообменнике 4. Коэффициент β выбирается так, чтобы температура ПС перед цилиндром 3 была равна заданной величине.

Новая схема имеет следующие преимущества:

(а) поскольку в компрессор 7 подаются сухие продукты сгорания, его работа должна стать меньше, чем в схеме [4];

(б) температура T_{11} на рис. 1 и, следовательно, потери теплоты с уходящими газами должны быть заметно меньше, чем в схеме [4].

Чтобы оценить эффективность предложен-

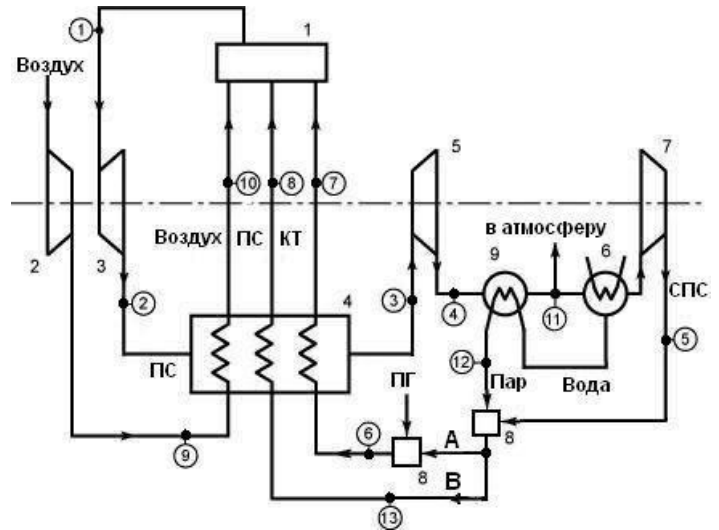


Рис. 1. Газотурбинная установка с ТХР и конденсацией водяного пара:

1 – камера сгорания; 2 – воздушный компрессор; 3 – цилиндр высокого давления; 4 – реактор – теплообменник; 5 – цилиндр низкого давления; 6 – холодильник; 7 – компрессор для ПС; 8 – смесители; 9 – парогенератор. Цифры в кружках соответствуют номерам точек в табл. 1.

ной схемы, были проведены ее термодинамические расчеты, подобные расчетам, описанным в [4]. В дополнение к упрощающим предположкам, принятым в [4], здесь не учитывалась работа конденсатного насоса ввиду ее малости. Как следует из рис. 1, полезная работа этой установки равна работе цилиндров 3 и 5 (A_3, A_5) за вычетом работы компрессоров 2 и 7 (A_2, A_7), и ее КПД составляет $\eta = (A_3 + A_5 - A_2 - A_7)/Q$, где Q – теплотворная способность метана.

Некоторые результаты проведенных расчетов в качестве примера представлены в табл. 1 (здесь $T_1 = 1600 \text{ K}$; $p_1 = 1,5, 2$ и $2,5 \text{ МПа}$; температура $T_7 = T_8 = T_{10}$ выбиралась в соответствии с ограничением $\min(T_3 - T_6, T_3 - T_9, T_3 - T_{13}) \geq 20 \text{ K}$, как и в [4]). Из этих данных видно, что новая схема позволяет заметно снизить температуру ПС, выбрасываемых в атмосферу (T_{11}), и соответствующие потери теплоты.

На рис. 2 приводится сравнение эффективности трех схем: только воздушной регенерации, схемы, представленной в [4], и предло-

Таблица 1. Параметры рабочих тел

№ точки на рис. 1	Параметры		№ варианта		
			1	2	3
1	Давление p , МПа		1,5	2	2,5
	Температура T , К		1600	1600	1600
	Энтальпия I , МДж/кмоль CH_4		1669,8	1640,2	1615,8
2	Давление p , МПа		0,25	0,333	0,416
	Температура T , К		1130	1130	1130
	Энтальпия I , МДж/кмоль CH_4		1017,9	1000	985,1
3	Температура T , К		702,6	759,3	805,5
	Энтальпия I , МДж/кмоль CH_4		471,4	531,6	578,8
4	Давление p , МПа		0,1	0,1	0,1
	Температура T , К		570,2	579,5	586,4
	Энтальпия I , МДж/кмоль CH_4		314	319,1	322,1
5	Температура T , К		657,0	709,3	752,2
	Энтальпия I , МДж/кмоль CH_4		234,1	262,2	284,2
6	Состав реагирующей смеси, кмоль/кмоль CH_4	CH_4	1	1	1
		CO_2	0,333	0,333	0,333
		H_2O	0,667	0,667	0,667
		N_2	2,507	2,507	2,507
	Калорийность Q , МДж/кмоль CH_4		802,3	802,3	802,3
	Полная энтальпия J , МДж/кмоль CH_4		831,6	836,9	841,1
7	Состав конвертируемого топлива, кмоль/кмоль CH_4	CH_4	0,684	0,728	0,761
		N_2	2,507	2,507	2,507
		H_2	0,895	0,778	0,692
		CO_2	0,279	0,295	0,305
		CO	0,37	0,311	0,268
		H_2O	0,404	0,433	0,455
	Температура T , К		962	958	953,9
	Калорийность Q , МДж/кмоль CH_4		869,7	860,0	852,9
	Энтальпия I , МДж/кмоль CH_4		119	117,5	116,1
	Полная энтальпия J , МДж/кмоль CH_4		988,7	977,5	969

9	Температура T , К	682,6	739,3	785,5
11	Температура T , К	415,8	425,7	434,3
12	Температура T , К	470	484	496
Коэффициент β		6,207	6,026	5,877
Работа турбин, МДж/кмоль CH_4 :				
	A_3	651,9	640,2	630,7
	A_5	157,4	212,5	256,7
Работа компрессоров, МДж/кмоль CH_4 :				
	A_2	109,2	126,1	140,1
	A_7	229,8	258,0	280,1
Полезная работа установки A_{Σ} , МДж/кмоль CH_4		470,3	468,6	467,2
КПД установки, %		58,62	58,4	58,23

Примечание: давления в точках 5 – 10 те же, что и в точке 1; температуры в точках 8 и 10 те же, что и в точке 7.

женной здесь. Новая схема позволяет повысить КПД ГТУ на 1...2,1 % по сравнению со схемой [4] и на 5,7...6,5 % в сравнении с традиционным вариантом воздушной регенерации.

Существенно, что указанный прирост величины η может быть достигнут без повышения начальной температуры цикла. Полученные значения η того же порядка, что и КПД парогазовых установок, но ГТУ намного проще и дешевле, т.к. здесь нет необходимости в паросиловом цикле. Наконец, следует подчеркнуть, что количество молекулярного водорода и оксида углерода в КТ составляет 0,96...

1,27 кмоль/кмоль CH_4 (см. табл. 1, точку 7), и, следовательно, эта схема позволяет сократить эмиссию NO_x в окружающую среду.

Выводы

Таким образом, разработана схема ГТУ с совместным использованием термохимической и паровой регенерации. Схема позволяет существенно (до 6,5 %) повысить КПД установки по сравнению с традиционной схемой ГТУ с воздушной регенерацией.

ЛИТЕРАТУРА

1. Носач В.Г. Энергия топлива. – К.: Наук. думка, 1989. – 148 с.
2. Сигал И.Я. Защита воздушного бассейна при сжигании топлива. – Л.: Недра, 1988. – 312 с.
3. Tsolakakis A., Megaritis A., Wyszynski M.L. Application of exhaust gas fuel reforming in compression ignition engines fueled by diesel and biodiesel fuel mixtures // Energy Fuels. – 2003. – Vol. 17. – P. 1464 – 1473.
4. Носач В.Г., Шрайбер А.А. Повышение экономичности и экологических характеристик газотурбинных установок за счет термохимической регенерации // Пром. теплотехника. – 2011. – Т. 33, № 1. – С. 46 – 50.

Получено 24.06.2010 г.

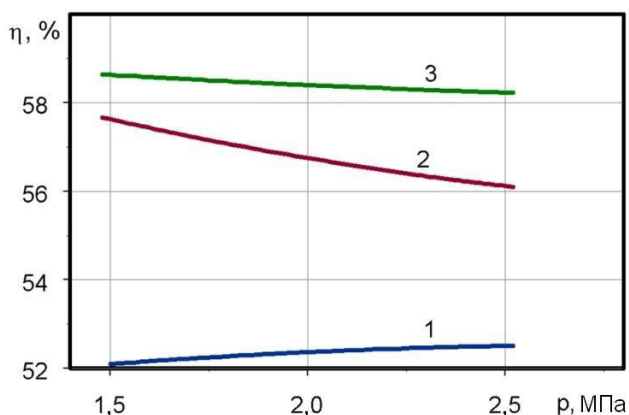


Рис. 2. Зависимость КПД ГТУ от начального давления:

1 – воздушная регенерация;
2 – схема [4]; 3 – предлагаемая схема.