

УДК 621.311.238:621.311.22

АНАЛИЗ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПАРОГАЗОВЫХ УСТАНОВОК ТРИНАРНОГО ТИПА

Галашов Николай Никитович,

канд. техн. наук, доцент кафедры атомных и тепловых электростанций
Энергетического института Томского политехнического университета,
Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, д. 30. E-mail: gal@tpu.ru

Цибульский Святослав Анатольевич,

аспирант кафедры атомных и тепловых электростанций Энергетического
института Томского политехнического университета,
Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, д. 30. E-mail: s.tzibulsky@yandex.ru

Рассмотрена структура топливоиспользования России и технический уровень оборудования ТЭС на современном этапе. Определено, что основной ввод нового оборудования при работе на газе будет производиться на основе парогазовых установок, КПД которых за рубежом уже превысил 60 %. Показано, что для повышения эффективности парогазовых установок можно использовать бинарный цикл в паротурбинной части с низкокипящим веществом в нижнем цикле. При этом для конденсации низкокипящего вещества выгодно использовать воздушные конденсаторы. Приведена схема парогазовой установки тринарного типа с бинарным циклом в паротурбинной части. Описан принцип ее работы. Определены энергетические балансы всех элементов парогазовой установки тринарного типа. Проведены исследования эффективности парогазовых установок, работающих на основе трех циклов: газотурбинного цикла Брайтона и двух паротурбинных циклов Ренкина: один из которых работает на воде и водяном паре, а другой – на низкокипящем веществе. Получено аналитическое уравнение зависимости КПД парогазовой установки тринарного типа от КПД цикла газотурбинной установки, КПД циклов паротурбинных турбоустановок, работающих на воде и водяном паре и на низкокипящем веществе, и КПД котла-утилизатора. Показано влияние каждого цикла и котла-утилизатора на КПД парогазовой установки тринарного типа. С помощью регрессионного анализа определены коэффициенты влияния КПД отдельных циклов и КПД котла-утилизатора на КПД парогазовой установки тринарного типа. Проведен анализ способов повышения КПД каждого цикла парогазовой установки тринарного типа и КПД котла-утилизатора.

Ключевые слова:

Парогазовая установка, газотурбинная установка, паротурбинная установка, низкокипящее вещество, КПД, цикл, котел-утилизатор.

Введение

В России электроэнергия производится в основном на тепловых электростанциях (ТЭС) с использованием органического топлива: природного газа и угля. В настоящее время доля природного газа, сжигаемого на ТЭС, около 70 %. При этом КПД паротурбинных энергоблоков, сжигающих газ, не превышает 40 %. Поэтому переход на парогазовые технологии, позволяющие получить КПД выше 60 %, весьма актуален. Кроме того, ресурс оборудования ТЭС России с помощью различных мероприятий многократно продлевался, и в настоящее время наработка большинства энергоблоков в 2–3 раза превышает расчетную. Технический уровень этого оборудования по экономичности, автоматизации, численности персонала и экологии не соответствует современным требованиям.

Поэтому в Энергетической Стратегии России на период до 2030 г. [1] определено, что генерирующие мощности, работающие на газе, к 2030 г. должны представлять собой в основном парогазовые установки (ПГУ) с коэффициентом полезного действия 53–55 %. ПГУ утилизационного типа в настоящее время являются наиболее совершенными теплоэнергетическими установками. За рубежом их КПД уже достиг 60 % и выше [2–6]. По экспертным оценкам в ближайшем будущем доля ПГУ в мировой генерации электроэнергии достигнет 50 %. В России также в последнее время основной ввод генерирующего электроэнергию оборудо-

вания идет на базе ПГУ, причем по мощности и КПД с существенным отставанием от зарубежного опыта. Поэтому для достижения зарубежных результатов и внедрения в России более совершенных ПГУ актуален анализ эффективности их работы в зависимости от определяющих параметров циклов и поиск оптимальной структуры ПГУ с применением новых инновационных технологий.

Одной из таких технологий является применение бинарного цикла для паротурбинной установки (ПТУ). При этом верхний цикл работает на воде и водяном паре, а нижний – на низкокипящем веществе (НКВ).

Применение НКВ с большой плотностью пара позволяет уменьшить число выхлопов и габариты турбины, а также ее стоимость. Кроме того, для конденсации пара НКВ можно использовать воздушные конденсаторы (ВК). Это позволяет отказаться от дорогой системы водоснабжения и улучшить экологическую обстановку в районе ТЭС. Также снижаются затраты электроэнергии на собственные нужды ТЭС, т. к. мощность, затрачиваемая на привод вентиляторов ВК, меньше мощности на привод циркуляционных насосов. НКВ не замерзает при отрицательных температурах воздуха, поэтому можно надежно отводить теплоту в цикле с НКВ в ВК при минусовых температурах, что позволяет существенно повысить КПД цикла на НКВ. Конденсация пара НКВ даже при отрицательных температурах происходит при давлениях

выше атмосферного, что препятствует присосу воздуха в конденсатор и не приводит к снижению теплообмена в нем. Также не требуется специальная система отсоса воздуха из конденсатора, что упрощает схему турбоустановки и облегчает ее эксплуатацию. Большинство НКВ не вызывают коррозии оборудования, что увеличивает надежность и ресурс его работы, а также снижает затраты на ремонт.

Первая работа в СССР по применению бинарных циклов в ПТУ с использованием НКВ была выполнена Д.П. Гохштейном еще в 1938 г. [7]. В 1946 г. был исследован бинарный паротурбинный цикл с водяным паром в верхнем цикле и различными низкокипящими веществами в нижнем [8]. В середине 60-ых гг. были проведены большие исследования по применению бинарного цикла на воде и фреоне для мощных энергоблоков тепловых и атомных электростанций [9, 10], которые показали, что при температурах конденсации фреона ниже 10–12 °С можно получить более высокий КПД, чем у блоков только с пароводяным циклом. В 1972 г. А.А. Канаев и И.З. Кропп выпустили монографию [11], в которой отражены наиболее существенные теоретические и практические разработки применения бинарных циклов в энергомашиностроении. С середины 70-х гг. работы по исследованию и применению бинарных циклов были остановлены из-за появления дешевого газа.

Обзор существующих в настоящее время ПГУ показывает большое разнообразие типов используемых ГТУ, а также схем и параметров паротурбинной части ПГУ. Установки различаются по числу газотурбинных установок (ГТУ) (одна, две, три), числу контуров котлов-утилизаторов (КУ) (одно-, двух-, трехконтурные), наличию или отсутствию промежуточного перегрева пара в ПТУ и т. д. В последнее время в наиболее совершенных ПГУ применяются трехконтурные ПТУ на водяном паре с весьма сложной схемой [12–15]. Применение бинарного цикла позволяет существенно упростить схему ПТУ и повысить ее КПД, поэтому в последнее время появился ряд работ [16–19], предлагающих использование в энергетике ПГУ тринарного типа.

Тринарная парогазовая установка

Под тринарной ПГУ понимается утилизационная парогазовая установка, в которой комбинируются три цикла – цикл газотурбинной установки и два паротурбинных: верхний – цикл паротурбинной установки на воде и водяном паре, и нижний – цикл турбоустановки на НКВ.

Упрощенная схема ПГУ тринарного типа показана на рисунке.

Оборудование и параметры на рисунке представлены следующими обозначениями: К – компрессор; КС – камера сгорания; ТГ, ТП и ТНКВ – турбины: газовая, паровая и НКВ; КУ – котел-утилизатор; КИ – конденсатор-испаритель; К_{нкв} – конденсатор НКВ; НК1, НК2 – насосы перекачки кон-

денсата водяного пара и НКВ; $Q_{КС}$ – теплота топлива, подводимая в камеру сгорания ГТУ; $N_{ГТУ}$, $N_{ПТУ}$, $N_{НКВ}$ – мощности, полученные в газовом, пароводяном и НКВ циклах ПГУ; $Q_{КУ}$ – теплота, отводимая из ТГ в КУ; Q – теплота, отводимая из КУ в окружающую среду; $Q_{ПТУ}$, $Q_{НКВ}$ – теплота, подводимая в циклах ПТУ и НКВ; $Q_{КИ}$ – теплота, передаваемая в КИ от конденсирующегося водяного пара низкокипящему веществу; $Q_{К}$ – теплота, отводимая в конденсаторе НКВ в окружающую среду.

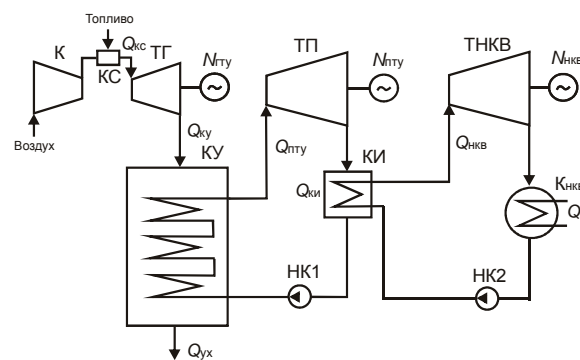


Рисунок. Схема ПГУ тринарного типа

Figure. Triple combined cycle gas turbine circuit

Парогазовая установка работает следующим образом. В КС ГТУ подаются топливо и сжатый в К воздух, которые при сгорании дают теплоту $Q_{КС}$. Часть теплоты $Q_{КС}$ создает в ТГ мощность $N_{ГТУ}$, а другая часть $Q_{КУ}$ уходит в КУ, где часть этой теплоты $Q_{ПТУ}$ передается воде и пару в цикле ПТУ, а другая часть $Q_{УХ}$ отводится через дымовую трубу в окружающую среду. Часть теплоты $Q_{ПТУ}$ создает в ТП мощность $N_{ПТУ}$, а другая часть $Q_{КИ}$ в КИ используется для нагрева и испарения НКВ. С учетом потерь теплоты в КИ НКВ передается теплота $Q_{НКВ}$, часть которой создает в ТНКВ мощность $N_{НКВ}$, а другая часть $Q_{К}$ отводится в К_{нкв} в окружающую среду. Насосы НК1 и НК2 служат для создания необходимого давления в циклах ПТУ и НКВ.

Анализ эффективности тринарной парогазовой установки

КПД тринарной ПГУ определяется как

$$\eta_{ПГУ} = \frac{N_{ГТУ} + N_{ПТУ} + N_{НКВ}}{Q_{КС}} = \frac{N_{ГТУ}}{Q_{КС}} + \frac{N_{ПТУ}}{Q_{КС}} + \frac{N_{НКВ}}{Q_{КС}}, \quad (1)$$

Для определения зависимости $\eta_{ПГУ}$ от определяющих его КПД отдельных циклов и процессов в теплообменных аппаратах (ТА) рассмотрим энергетические балансы преобразования энергии в элементах ПГУ:

- для ГТУ имеем $Q_{КС} = N_{ГТУ} + Q_{КУ}$;
- для КУ – $Q_{КУ} = Q_{ПТУ} + Q_{УХ}$;
- для ПТУ – $Q_{ПТУ} = N_{ПТУ} + Q_{КИ}$;
- для КИ – $Q_{КИ} = Q_{НКВ} + Q_{пот}$, где $Q_{пот}$ – потери теплоты через стенки КИ;
- для НКВ – $Q_{НКВ} = N_{НКВ} + Q_{К}$.

КПД преобразования энергии в отдельных циклах и ТА получим как:

- КПД ГТУ $\eta_{ГТУ} = N_{ГТУ} / Q_{КС}$;
- КПД КУ $\eta_{КУ} = Q_{ПТУ} / Q_{КУ}$;
- КПД ПТУ $\eta_{ПТУ} = N_{ПТУ} / Q_{ПТУ}$;
- КПД КИ $\eta_{КИ} = Q_{НКВ} / Q_{КИ}$;
- КПД НКВ $\eta_{НКВ} = N_{НКВ} / Q_{НКВ}$.

В результате подстановки этих выражений в уравнение (1) и несложных преобразований получаем

$$\eta_{ПГУ} = \eta_{ГТУ} + (1 - \eta_{ГТУ}) \eta_{КУ} [\eta_{ПТУ} + (1 - \eta_{ПТУ}) \eta_{КИ} \eta_{НКВ}]. \quad (2)$$

Откуда видим, что $\eta_{ПГУ}$ является функцией от $\eta_{ГТУ}$, $\eta_{ПТУ}$, $\eta_{НКВ}$, $\eta_{КУ}$ и $\eta_{КИ}$. Наиболее вероятные пределы изменения этих КПД: $\eta_{ГТУ} = 30-45\%$, $\eta_{ПТУ} = 20-35\%$, $\eta_{НКВ} = 15-25\%$, $\eta_{КУ} = 75-90\%$. $\eta_{КИ}$ зависит от тепловой изоляции стенок КИ и изменяется в очень узких пределах. Его можно принять 98% . Сложность анализа влияния отдельных КПД в уравнении (2) на $\eta_{ПГУ}$ заключаются в том, что все циклы и ТА и их КПД взаимосвязаны.

Для оценки значимости влияния КПД каждого из циклов и КУ на $\eta_{ПГУ}$ в уравнении (2) в пакете электронных таблиц Excel на основе схемы (рисунок) была составлена математическая модель расчета ПГУ тринарного типа. В качестве НКВ был выбран бутан. С помощью модели были произведены расчеты с варьированием определяющих КПД циклов параметров. Для цикла ГТУ основным варьируемым параметром был $\eta_{ГТУ}$ в пределах $30-45\%$. В зависимости от него изменялась теплота $Q_{КУ}$ и температура газов на выходе ГТУ при заданных $Q_{КС}$ и расходе уходящих газов. Для цикла ПТУ изменялись параметры пара на входе в паровую турбину: давление в пределах $12-24$ МПа и температура в пределах $450...650$ °С с учетом разницы температур с выходящими из ГТУ газами $25...50$ °С, давление на выходе паровой турбины в пределах $0,15-0,2$ МПа, а также температура воды на входе КУ в пределах $60...90$ °С, для чего была использована рекуперация теплоты от конденсата водяного пара, выходящего из КИ, к конденсату НКВ, входящему в КИ. Для цикла НКВ варьировалась температура в конденсаторе в пределах $-10...+20$ °С. Для КУ варьировалась температура уходящих газов в пределах $70...120$ °С. Полученные в результате расчетов для 20-ти точек КПД ПГУ, ГТУ, ПТУ, НКВ и КУ приведены в таблице.

На основе данных таблицы с помощью множественного регрессионного анализа было получено уравнение:

$$\eta_{ПГУ} = -8,818 + 0,636\eta_{ГТУ} + 0,462\eta_{ПТУ} + 0,389\eta_{НКВ} + 0,284\eta_{КУ}.$$

Уравнение имеет высокую адекватность аппроксимации: критерий Фишера $F=3219$; коэффициент множественной детерминации $D=0,999$.

Коэффициенты при независимых переменных в этом уравнении характеризуют степень влияния переменной на $\eta_{ПГУ}$. Видим: изменение $\eta_{ГТУ}$ на 1% приводит к изменению $\eta_{ПГУ}$ на $0,636\%$, изменение $\eta_{ПТУ}$ на 1% изменяет $\eta_{ПГУ}$ на $0,462\%$, изменение $\eta_{НКВ}$ на 1% изменяет $\eta_{ПГУ}$ на $0,389\%$, изменение $\eta_{КУ}$ на 1% изменяет $\eta_{ПГУ}$ на $0,284\%$. Таким образом, наибольшее влияние на КПД ПГУ имеет КПД ГТУ, а наименьшее – КПД КУ. Поэтому для увеличения

КПД ПГУ в первую очередь надо повышать КПД ГТУ и паротурбинных циклов. Что мы и видим в истории развития ПГУ утилизационного типа. Полученные результаты опровергают выводы работы [19], что наибольшее влияние на КПД ПГУ оказывает КПД КУ, а КПД ПТУ не влияет на КПД ПГУ.

Таблица. КПД ПГУ, ГТУ, ПТУ, НКВ и КУ

Table. Efficiency of combined cycle gas turbine, gas turbine, steam turbine, low boiling substance, boiler-utilizer

Точки Points	%					
	$\eta_{ПГУ}$ η_{CCGT}	$\eta_{ГТУ}$ η_{GT}	$\eta_{ПТУ}$ η_{ST}	$\eta_{НКВ}$ η_{LBS}	$\eta_{КУ}$ η_{BU}	
1	62,27	40,00	29,91	17,45	88,60	
2	64,63	45,00	28,56		87,53	
3	56,47	30,00	29,91		90,26	
4	59,37	35,00			89,50	
5	61,24	40,00	27,56		88,60	
6	63,75	45,00	26,36		87,53	
7	55,35	30,00	27,77		90,26	
8	58,34	35,00			89,50	
9	60,45	40,00	25,77		20,98	88,60
10	63,56		29,91			84,77
11	62,54		35,00	30,70	19,91	84,55
12	59,30					83,13
13	58,90	85,02				
14	65,13	45,00	28,09	22,03	87,38	
15	59,91	35,00	29,12		88,30	
16	64,80	30,00	31,78	18,37	85,86	
17	64,80	45,00	29,84		87,07	
18	62,26	40,00	30,69		88,09	
19	59,97	35,00	31,93		88,96	
20	57,26	30,00	32,13			

Способы увеличения КПД отдельных циклов хорошо известны:

Для цикла ГТУ – это повышение температуры газов перед газовой турбиной и снижение температуры за ней, а также снижение расхода охлаждающего воздуха [20]. В последние годы фирма «Мицубиси» разработала ГТУ с КПД 40% , «Дженерал электрик» – с КПД выше 40% . Фирма «Сименс» испытала и экспортирует ГТУ с КПД 40% , которая предназначена для работы в составе ПГУ [2]. Эти ГТУ выполнены по простому термодинамическому циклу с температурой газов перед газовой турбиной 1450 °С. Температура отводимых газов ГТУ позволяет получить температуру острога пара перед паротурбинной установкой ПГУ до 600 °С. Как показано в [21] при температурах газов перед газовой турбиной 1600 °С и относительном расходе охлаждающего воздуха 20% КПД ГТУ может достигать $40-45\%$. Там же говорится о начатых исследованиях по разработке ГТУ с температурой газов перед газовой турбиной 1700 °С, что позволит достичь КПД выше 45% , а также иметь температуру уходящих в котел-утилизатор газов до $650-700$ °С.

Для цикла ПТУ – это повышение параметров на входе турбины; промежуточный перегрев пара; регенерация теплоты. Как показано выше, современ-

ные ГТУ позволяют получить температуру острого пара и пара после промежуточного пароперегревателя до 600 °С, а в перспективе – до 650 °С и выше. Давление острого пара перед паровой турбиной можно получить любое. Для окончательного его выбора необходимо проводить технико-экономический анализ, поскольку повышение давления острого пара увеличивает КПД цикла ПТУ, но при этом увеличиваются затраты на разработку и установку оборудования и снижается надежность его работы. Промежуточный перегрев пара повышает термический КПД цикла и внутренний относительный КПД турбины, но при этом усложняет схему ПТУ и конструкцию турбины. Применение регенеративного подогрева питательной воды перед КУ в схеме тринарной ПГУ невыгодно, т. к. давление в КИ должно быть выше атмосферного, чтобы не было присосов воздуха и ухудшения теплообмена. Поэтому температура воды на входе в КУ будет выше 100 °С, а увеличение этой температуры за счет регенерации тепла приведет к увеличению температуры уходящих из КУ газов и к снижению его КПД.

Для цикла НКВ – это повышение температуры пара на входе турбины и ее понижение на выходе; регенерация теплоты. Для повышения температуры пара на входе турбины НКВ может быть использована рекуперация теплоты перегрева пара на выходе паровой турбины. Что характерно, если цикл ПТУ имеет промежуточный перегрев пара, цикл НКВ может работать при температурах конденсации ниже 0 °С, т. к. большинство НКВ замерзают обычно при температурах значительно ниже 0 °С, но для этого вместо водяных необходимо при-

менять воздушные конденсаторы. В России, где температуры наружного воздуха ниже 0 °С держатся 7–8 месяцев, работа ПГУ с циклом НКВ и ВК может дать существенный выигрыш в КПД по сравнению с существующими ПГУ с водяным конденсатором.

Для КУ – это снижение до допустимого предела температуры уходящих газов. По нормам эксплуатации котлов температура воды на входе котла, чтобы не было коррозии металла, должна быть не ниже 60 °С. С учетом необходимой для теплообмена концевой разницы температур между газами и водой 10 °С допустимая минимальная температура уходящих газов может быть 70 °С. Поскольку температура конденсата водяного пара на выходе КИ больше 100 °С, необходимо снизить эту температуру за счет установки рекуператора и передачи в нем теплоты от конденсата водяного пара к конденсату НКВ, входящему в КИ. Это, кроме снижения температуры уходящих из КУ газов, позволит увеличить подвод теплоты в КУ от газов к воде в цикле ПТУ и увеличить вырабатываемую электрическую мощность и КПД ПТУ. При этом также увеличится подвод теплоты в КИ от водяного пара к НКВ и увеличатся вырабатываемая электрическая мощность и КПД в цикле НКВ.

Выводы

Проведенные исследования показали, что на повышение КПД ПГУ тринарного типа наибольшее влияние оказывает КПД цикла ГТУ, на втором месте стоит КПД цикла ПТУ, на третьем – КПД цикла НКВ и на последнем КПД КУ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Энергетическая Стратегия России на период до 2030 года: утверждена распоряжением Правительства РФ от 13 ноября 2009 г. // Прил. к обществ.-дел. журн. «Энергетическая политика». – М.: ГУ ИЭС, 2010. – 185 с.
2. Ольховский Г.Г. Перспективные газотурбинные и парогазовые установки для энергетики (обзор) // Теплоэнергетика. – 2013. – № 2. – С. 3–12.
3. Isles J. Flex 50 design net rated at over 61 % combined cycle efficiency // Gas Turbine World. – 2011. – July–Aug. – P. 18–21.
4. Development of key technologies for an ultra-high-temperature gas turbine / E. Jto, K. Tsukadoshi, Y. Sakamoto et al. // Mitsubishi Heavy Industries Techn. Rev. – 2011. – V. 48. – № 3 (Sept.). – P. 1–8.
5. Vogler K. Zukunftsperspektiven für die Hochtemperatur-Gasturbine im Kraftwerksbau // VGB Power Techn. – 2011. – V. 10. – P. 29–33.
6. Robb D. Combined cycles of the future // Turbomachinery Intern. – 2011. – Jan.-Febr. – P. 24–25.
7. Гохштейн Д.П. К проблеме нового рабочего агента для бинарных установок. – Одесса: Изд-во Одесского индустр. ин-та, 1938. – 35 с.
8. Ложкин А.Н., Канаев А.А. Бинарные установки. – М.; Л.: Машгиз, 1946. – 283 с.
9. Канаев А.А., Ширяев В.Б., Крышев Д.М. Одновалные водно-фреоновые турбоагрегаты // Энергомашиностроение. – 1967. – № 10. – С. 30–34.
10. Канаев А.А., Копп И.З., Кутателадзе С.С. Водно-фреоновые энергетические установки большой мощности // Доклад № 10 на VII Конгрессе МИРЭК. – М., 1968. – 20 с.
11. Канаев А.А., Копп И.З. Неводажные пары в энергомашиностроении. – Л.: Машиностроение, 1973. – 216 с.
12. Лукьянова Т.С., Трухний А.Д. Исследование влияния параметров паротурбинного цикла на экономичность трехконтурных ПГУ с промежуточным перегревом пара // Теплоэнергетика. – 2011. – № 3. – С. 67–73.
13. Лукьянова Т.С., Трухний А.Д. Исследование влияния раздельного давления на экономичность и надежность трехконтурных ПГУ с промежуточным перегревом пара // Теплоэнергетика. – 2012. – № 3. – С. 67–71.
14. Девянин А.В., Цанев С.В., Буров В.Д. Оптимизация параметров тепловых схем конденсационных и теплофикационных ПГУ с котлами-утилизаторами трех давлений // Энергосбережение и водоподготовка. – 2009. – № 1. – С. 23–27.
15. Мельников Ю.В., Мошкарин А.В. Оценка эффективности работы трехконтурных ПГУ мощностью 400 МВт на частичных нагрузках // Труды ИГЭУ. – М.: Энергоатомиздат, 2009. – Вып. 9. – С. 31–36.
16. Использование комбинированного пароводяного и органического циклов Ренкина для повышения экономичности ГТУ и ДВС / М.А. Готовский, М.И. Гринман, В.А. Фомин, В.К. Арефьев, А.А. Григорьев // Теплоэнергетика. – 2012. – № 3. – С. 56–61.
17. Гафуров А.М., Усков Д.А., Шубина А.С. Энергетическая установка на базе ГТУ НК-37 с двумя теплоутилизирующими рабо-

- чими контурами // Энергетика Татарстана. – 2012. – № 3. – С. 35–41.
18. Галашов Н.Н., Цибульский С.А. Анализ влияния основных параметров паротурбинного цикла на эффективность тринарных парогазовых установок // Известия Томского политехнического университета. – 2013. – Т. 323. – № 4. – С. 14–21.
19. Использование метода малых отклонений для анализа эффективности тринарных парогазовых установок / А.М. Антонова, А.В. Воробьев, А.С. Матвеев, А.С. Орлов // Известия Томского политехнического университета. – 2013. – Т. 323. – № 4. – С. 47–51.
20. Манушин Э.А. Газовые турбины: Проблемы и перспективы. – М.: Энергоатомиздат, 1986. – 168 с.
21. Ольховский Г.Г., Трушечкин В.Н. Перспективы повышения экономичности ГТУ и ПТУ // Электрические станции. – 2013. – № 1. – С. 2–7.

Поступила 20.01.2014 г.

UDC 621.311.238:621.311.22

ANALYSIS OF THE EFFICIENCY OF A TRIPLE COMBINED CYCLE GAS TURBINE

Nikolay N. Galashov,

Cand. Sc., Tomsk Polytechnic University,
30, Lenin Avenue, Tomsk, 634050, Russia. E-mail: gal@tpu.ru

Svyatoslav A. Tsibulsky,

Tomsk Polytechnic University,
30, Lenin Avenue, Tomsk, 634050, Russia. E-mail: s.tsibulsky@yandex.ru

The paper considers the structure of fuel consumption in Russia and technical level of equipment at power plants at the present stage. It was ascertained that the new equipment when working on gas will be installed on the basis of combined-cycle plants, the efficiency of which abroad has already exceeded 60 %. It is shown that one can use binary cycle steam turbine parts with a low-boiling substance in the lower loop for combined-cycle plants efficiency. For low-boiling substance condensation it is advantageous to use air capacitors. The paper introduces the diagram of triple type combined-cycle plant with binary cycle in steam turbine and describes the principle of its work. The authors have determined energy balances of all elements of triple combined-cycle plant and studied the efficiency of combined-cycle plants operating on the basis of three cycles: gas-turbine cycle of Brighton and two steam-turbine Rankine cycles: one of which works at water steam, and the other operates on low boiling substance. The authors obtained the analytical equation of triple combined-cycle plant efficiency dependence on the efficiency of cycle gas turbine unit, the efficiency of steam turbine cycles turbines operating on water steam and low boiling substance, and the efficiency of a boiler-utilizer. The paper demonstrates the effect of each cycle and of a boiler-utilizer on the efficiency of triple combined-cycle plants. Using the regression analysis the authors identified the efficiency coefficients of separate cycles and the efficiency of a boiler-utilizer at the efficiency of triple combined-cycle plants. The authors analyzed the ways of increasing the efficiency of each cycle of triple combined-cycle plant and the efficiency of a boiler-utilizer.

Key words:

Combined cycle gas turbine, gas turbine, steam turbine, low boiling substance, efficiency, cycle, boiler-utilizer.

REFERENCES

1. Energeticheskaya Strategiya Rossii na period do 2030 goda: utverzhdena rasporyazheniem Pravitelstva RF ot 13 noyabrya 2009 g [Power Strategy of Russia on a period to 2030: accepted by the Government of the Russian Federation, November, 13, 2009]. *Prilozhenie k obshchestvenno-delovomu zhurnalu «Energeticheskaya politika»* [Appendix to the publicly-business magazine «Power politics»]. Moscow, GU IYeS Publ., 2010. 185 p.
2. Olkhovsky G.G. Perspektivnye gazoturbinnye i parogazovye ustanovki dlya energetiki (obzor) [Perspective gas-turbine and combined-cycle plants for energy (review)]. *Teployenergetika*, 2013, no. 2, pp. 3–12.
3. Isles J. Flex 50 design net rated at over 61 % combined cycle efficiency. *Gas Turbine World*, 2011, July–Aug., pp. 18–21.
4. Jto E., Tsukadoshi K., Sakamoto Y. Development of key technologies for an ultra-high-temperature gas turbine. *Mitsubishi Heavy Industries Techn. Rev.*, 2011, vol. 48, no. 3 (Sept.), P. 1–8.
5. Vogler K. Zukunftsperspektiven für die Hochtemperatur-Gasturbine im Kraftwerksbau. *VGB Power Techn.*, 2011, vol. 10, pp. 29–33.
6. Robb D. Combined cycles of the future. *Turbomachinery Intern.*, 2011, Jan.-Febr., pp. 24–25.
7. Gokhshteyn D.P. *K probleme novogo rabocheho agenta dlya binarnykh ustanovok* [On the issue of new working agent for binary units]. Odessa, Odessa industrial Institute Press, 1938. 35 p.
8. Lozhkin A.N., Kanaev A.A. *Binarnye ustanovki* [Binary units]. Moscow; Leningrad, Mashgiz Publ., 1946. 283 p.
9. Kanaev A.A., Shiryayev V.B., Kryshev D.M. Odnoshaftnyye vodno-freonovyye turboagregaty [Single-shaft water-freon turbines]. *Energomashinostroenie*, 1967, no. 10, pp. 30–34.
10. Kanaev A.A., Kopp I.Z., Kutateladze S.S. Vodno-freonovyye energeticheskie ustanovki bolshoi moshnosti [Water-freon high capacity power plants]. *Doklad № 10 na VII Kongresse MIRYeK* [Report no. 10 at VII Congress of MIRYeK]. Moscow, 1968. 20 p.
11. Kanaev A.A., Kopp I.Z. *Nevodyanye pary v energomashinostroyeni* [Unaquatic pairs in power plant engineering]. Leningrad, Mashinostroenie Publ., 1973. 216 p.
12. Lukyanova T.S., Trukhny A.D. Issledovanie vliyaniya parametrov paroturbinnogo tsikla na ekonomichnost trekhkonturnykh PGU s promezhutochnym peregrevom para [Studying the influen-

- ce of steam turbine cycle indices on efficiency of three-contour CCGT with steam reheat]. *Teploenergetika*, 2011, no. 3, pp. 67–73.
13. Lukyanova T.S., Truhny A.D. Issledovanie vliyaniya razdelitel'nogo davleniya na ekonomichnost i nadezhnost trekhkonturnykh PGU s promezhutochnym peregrevom para [Studying the influence of dividing pressure on efficiency and reliability of three-contour CCGT with steam reheat]. *Teploenergetika*, 2012, no. 3, pp. 67–71.
 14. Devyanin A.V., Tsanev S.V., Burov V.D. Optimizatsiya parametrov teplovykh skhem kondensatsionnykh i teplofikatsionnykh PGU s kotlami-utilizatorami trekh davleny [Optimization of parameters of thermal charts of condensation and heating CCGT with boiler-utilizer of three pressures]. *Energoberezhnie i vodopodgotovka*, 2009, no. 1, pp. 23–27.
 15. Melnikov Yu.V., Moshkarin A.V. Otsenka effektivnosti raboty trekhkonturnykh PGU moshchnostyu 400 MVt na chastichnykh nagruzkakh [Estimation of efficiency of 400 MW three-contour CCGT operation on underloads]. *Trudy IGYeU* [Proc. of IGYeU]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 2009. Iss. 9, pp. 31–36.
 16. Gotovsky M.A., Grinman M.I., Fomin V.A., Arefev V.K., Grigorev A.A. Ispolzovanie kombinirovannogo parovodyanogo i organicheskogo tsiklov Renkina dlya povysheniya ekonomichnosti GTU i DVS [Use of combined steam-water and organic Rankin cycles for increasing the efficiency of GT and CE]. *Teploenergetika*, 2012, no. 3, pp. 56–61.
 17. Gafurov A.M., Uskov D.A., Shubina A.S. Energeticheskaya ustanovka na baze GTU NK-37 s dvumya teploutiliziruyushchimi rabochimi konturami [Power plant based on GTU NK-37 with two heat-utilizing working contours]. *Energetika Tatarstana*, 2012, no. 3, pp. 35–41.
 18. Galashov N.N., Tsibulsky S.A. Analiz vliyaniya osnovnykh parametrov paroturbinnogo tsikla na effektivnost trinarykh parogazovykh ustanovok [Analysis of influence of basic steam turbine cycle indexes on efficiency of triple combined-cycle plant]. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2013, vol. 323, no. 4, pp. 14–21.
 19. Antonova A.M., Vorobev A.V., Matveev A.S., Orlov A.S. Ispolzovanie metoda malyykh otklony dlya analiza effektivnosti trinarykh parogazovykh ustanovok [Use of small rejections method for analyzing the efficiency of triple combined-cycle plants]. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2013, vol. 323, no. 4, pp. 47–51.
 20. Manushin E.A. *Gazovye turbiny: Problemy i perspektivy* [Gas turbines: Problems and prospects]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1986. 168 p.
 21. Olkhovsky G.G., Trushechkin V.N. Perspektivy povysheniya ekonomichnosti GTU i PTU [Prospects of increasing the efficiency of GT and ST]. *Elektricheskie stantsii*, 2013, no. 1, pp. 2–7.

Received: 20 January 2014.