

УДК 621.45.034

ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИ ЧИСТЫЕ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК С ИЗМЕНЯЕМЫМ СОСТАВОМ ТОПЛИВНОГО ГАЗА

Л. А. Булысова, В. Д. Васильев, М. М. Гутник, К. С. Пугач

Всероссийский теплотехнический институт, 115280 Москва, Bulysov@mail.ru

Проведен анализ тенденций развития камер сгорания энергетических газотурбинных установок большой и средней мощности передовых производителей, идущих по пути существенного повышения КПД установок, увеличения топливной гибкости при сохранении экологических требований. Продемонстрирован опыт создания малоэмиссионных камер сгорания (МЭКС) во Всероссийском теплотехническом институте. Приведены результаты испытаний МЭКС ГТ-16П в одногорелочном отсеке при полных параметрах. Показана ее доработка до двузонной, что позволило существенно расширить границы устойчивого малоэмиссионного горения в широком диапазоне температур наружного воздуха. При допустимых значениях NO_x удалось достичь температуру газов на выходе из камеры сгорания 1700°C . Проанализированы конструкции горелочных устройств МЭКС газотурбинных установок, позволяющие избежать основных проблем, возникающих при сжигании топлива с большим содержанием водорода, а именно: проскока пламени в зону предварительного перемешивания, высоких потерь давления на горелках и неустойчивости процесса горения. Показано, что данные конструкции не содержат лопаточного завихрителя и выраженной зоны предварительного перемешивания.

Ключевые слова: камера сгорания, выбросы вредных веществ, газотурбинные установки, малоэмиссионное сжигание, топливовоздушная смесь, горелочное устройство, последовательное сжигание.

DOI 10.15372/FGV2023.9426
EDN MKERIW

ВВЕДЕНИЕ

На сегодняшний день одним из трендов развития энергетических газотурбинных установок (ГТУ) является повышение коэффициента полезного действия (КПД) установок, которое напрямую связано с повышением температуры газов перед сопловыми лопатками 1-й ступени турбины. Уже вводятся в эксплуатацию ГТУ с начальной температурой газов до $\approx 1700^\circ\text{C}$ и увеличением КПД ГТУ до 44 % при сохранении требований к вредным выбросам, прежде всего NO_x и CO .

Второй тренд связан с декарбонизацией, заключающейся в снижении выбросов CO_2 в атмосферу, в частности, путем сокращения использования углеродосодержащих топлив в ГТУ и замены их водородом. При этом необходимо сохранить безопасность и экологичность установок.

Обеспечение выполнения требований к вредным выбросам, устойчивому горению, вы-

соким температурам газов касается прежде всего камер сгорания, конструкции которых видоизменяются и оптимизируются по мере возникновения новых вызовов.

МЭКС ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ ГТУ

В настоящее время серийно выпускаются ГТУ поколений Е ($T_3 \approx 1100^\circ\text{C}$), F ($T_3 \approx 1250^\circ\text{C}$), G ($T_3 \approx 1350^\circ\text{C}$) и H(J) ($T_3 \geq 1500^\circ\text{C}$) мощностью до 500 МВт в простом цикле. Так, на рис. 1 показана зависимость КПД парогазовых установок (ПГУ) от температуры газов перед турбиной, которая демонстрирует практически линейную зависимость. Рост температуры перед турбиной сопровождается ее ростом в зоне горения, что неизбежно приводит к росту эмиссии NO_x .

Пути уменьшения образования оксидов азота в камерах сгорания (КС) ГТУ являются снижение максимальных температур факела и времени пребывания в нем продуктов сгорания. Для сжигания природного газа в настоящее время наиболее широко используются КС с предварительным перемешиванием топлива и

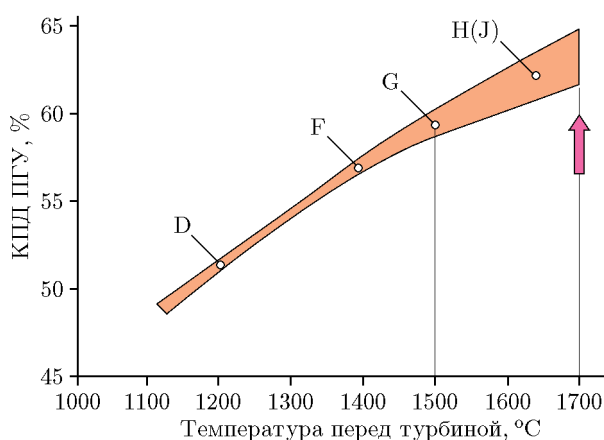


Рис. 1. Изменение КПД ПГУ разных типов [1] от температуры перед турбиной

воздуха при коэффициентах избытка воздуха в гомогенной смеси $1.8 \div 1.9$ и равномерной, сравнительно невысокой ($1400 \div 1550$ °C) температуре факела [2]. При прочих равных условиях повышение температуры горения неизбежно приведет к экспоненциальному росту выбросов NO_x .

Избежать существенного роста эмиссии оксидов азота при растущей температуре газов на выходе КС позволяет схема последовательной организации сжигания топлива в едином объеме жаровой трубы КС. Такие МЭКС состоят из двух последовательно расположенных зон горения, каждая со своим горелочным устройством (ГУ). Первое горелочное устройство (ГУ1) является традиционным для МЭКС с сжиганием предварительно перемешанной топливовоздушной смеси (ТВС). Оно состоит из завихрителей, зоны подготовки смеси, топливных форсунок и воспламенителей. Второе горелочное устройство (ГУ2) расположено ниже по потоку, в него через специальные отверстия подается ТВС другого состава, сжигание которой происходит в среде с пониженным содержанием кислорода и высокой температурой.

Для примера рассмотрим КС энергетической ГТУ типа GT36, относящуюся к поколению H, с начальной температурой газов перед турбиной 1500 °C и выше. На рис. 2,а показан разрез МЭКС. Воздух, поступающий в КС, делится на два потока (рис. 2,б). Один поступает в ГУ1. Второй, охлаждая стенки жаровой трубы, поступает в отверстия смесителя для разбавления газов, выходящих из первой зоны горения. Потoki хорошо перемешиваются перед входом во вторую зону горения, в которую подается топливо (ТВС) через ГУ2.

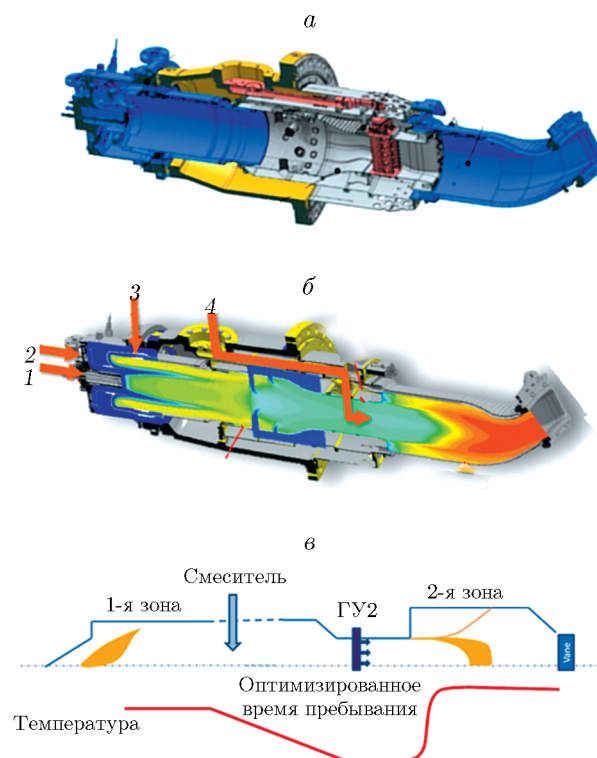


Рис. 2. МЭКС GT36: трехмерная модель, продольный разрез (а), поле температуры в продольном сечении (б), изменение среднемаховой температуры по длине (в):

1 — подача топлива в пилотную горелку, 2 — в пилотную горелку с предсмещением, 3 — в основную горелку ГУ1, 4 — в горелку ГУ2 [3]

Изменение температуры газов по оси камеры сгорания показано на рис. 2,в. Розжиг и работа до холостого хода осуществляются при подаче топлива в пилотную горелку, от холостого хода до $\approx 10\%$ нагрузки работает пилотная горелка с предсмещением, далее топливо начинает подаваться и в основную горелку ГУ1. При достижении температуры уходящих газов в первой зоне ≈ 1250 °C плавно начинает подаваться топливо в ГУ2 (рис. 2,б).

После первой зоны горения концентрация NO_x составляет всего несколько ppm, поскольку в этой зоне при сравнительно низких температурах сгорала хорошо перемешанная бедная топливовоздушная смесь. Температура на входе во вторую зону понижается за счет воздуха разбавления.

Во второй зоне горения происходит дожигание топлива в потоке горячих газов, обедненных кислородом. Поскольку вторая зона расположена близко к выходу из МЭКС, скорость потока высокая и его рециркуляция отсутствует, экспоненциального роста NO_x не наблюдается.

Эксплуатация ГТУ GT36 подтвердила надежность и эффективность КС со схемой последовательного горения в едином объеме жаровой трубы: достигнута температура перед турбиной более $1500\text{ }^{\circ}\text{C}$; сохранен низкий уровень эмиссии NO_x и CO ; получена гибкость по используемому топливу (широкий диапазон чисел Воббе), малоэмиссионная работа возможна начиная с 25%-й нагрузки.

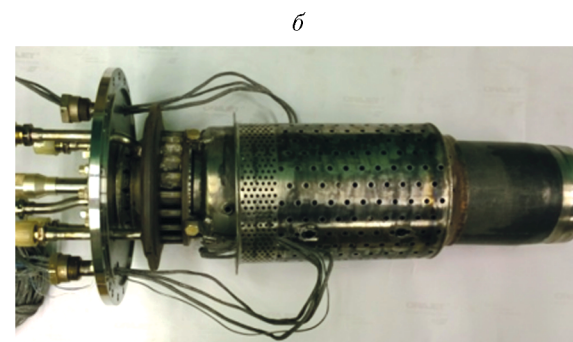
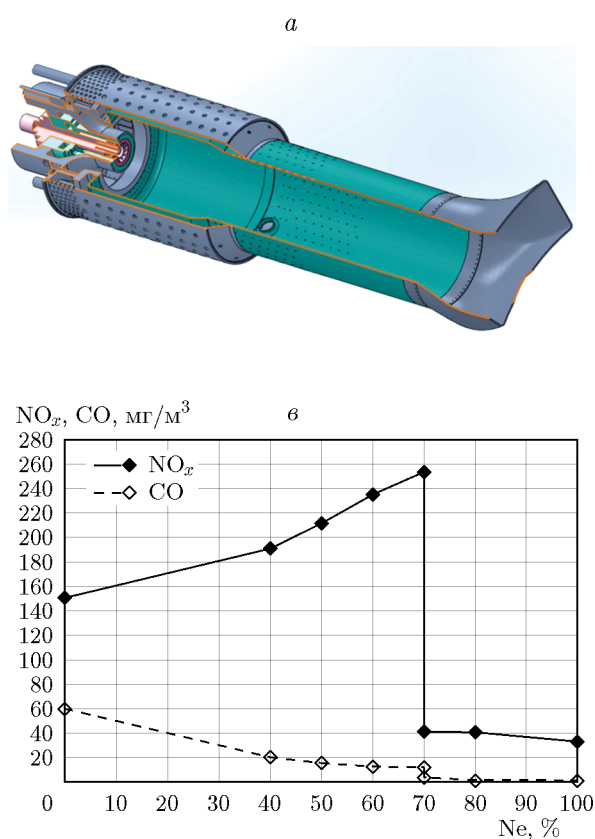
Данная схема нашла применение в ГТУ [4–10] малой мощности ($\approx 8 \div 10$ МВт, М7А-03), средней мощности ($\approx 18 \div 30$ Вт, L20А и L30А), большой мощности (более 300 МВт, 9НА, GT36), что свидетельствует о ее хорошей масштабируемости.

ОПЫТ И ДОСТИЖЕНИЯ ВСЕРОССИЙСКОГО ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

В ВТИ были разработаны и успешно прошли испытания на стендах полных параметров

опытные образцы МЭКС ГТЭ-110М и ГТ-16П [11, 12]. Схемы горелочных устройств данных МЭКС типичны для сжигания хорошо перемешанной ТВС: содержат пилотную и основную горелки, лопаточные завихрители, зону предварительного перемешивания [13]. Трехмерная модель, фотография КС, результаты испытаний МЭКС ГТ-16П на стенде полных параметров при температуре наружного воздуха $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ при соблюдении требований по содержанию NO_x в диапазоне температур наружного воздуха от $+25$ до $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ показаны на рис. 3.

Согласно техническому заданию (ТЗ) малоэмиссионная работа должна быть обеспечена при нагрузке ГТУ от 70 до 100 % в диапазоне температур наружного воздуха от -25 до $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Поскольку данная энергетическая ГТУ является авиапроизводной двигателя ПС-90, то параметры работы КС существенно меняются в зависимости от температуры наружного воздуха. Как видно из рис. 3,з, требования ТЗ



г

Нагрузка	$T_{\text{вх}},\text{ }^{\circ}\text{C}$							
	-25	-15	-5	0	8	15	20	25
Ne	oo	xx	xx	xx	xx	xx	oo	oo
0.9Ne	ii	xx	xx	xx	xx	xx	xx	oo
0.8Ne	ii	ii	xx	xx	xx	xx	xx	xx
0.7Ne	ii	ii	ii	xx	xx	xx	xx	xx

oo — эмиссия $\text{NO}_x = 53 \div 55\text{ мг/м}^3$,
 xx — эмиссия $\text{NO}_x < 50\text{ мг/м}^3$,
 ii — требуется перепуск воздуха на вход.

Рис. 3. МЭКС ГТ-16П: трехмерная модель (а), фото КС (б), зависимость эмиссии NO_x и CO (при 15 % O_2) от нагрузки (Ne) при давлении воздуха на входе 1900 кПа и температуре наружного воздуха $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ (в), выполнимость требований к NO_x в диапазоне температур наружного воздуха от -25 до $+25\text{ }^{\circ}\text{C}$ (г)

выполняются в диапазоне температур наружного воздуха $0 \div 15^\circ\text{C}$. В интервале $20 \div 25^\circ\text{C}$ наблюдается незначительное превышение требований ТЗ по выбросам NO_x . В области отрицательных температур наружного воздуха требуется перепуск воздуха на вход в компрессор для удовлетворения малоэмиссионного диапазона согласно ТЗ.

Расширить диапазон малоэмиссионной работы в область отрицательных температур наружного воздуха, а также иметь потенциальную возможность повышения температуры газов перед турбиной до 1600°C и более с сохранением требований к NO_x можно путем развития МЭКС до двузонной за счет расположения ГУ2 в области отверстий смесителя.

Изменение схемы сжигания топлива с одноканальной на двузонную обеспечивает перенос рабочей точки ГУ1 в область более бедных значений коэффициента избытка воздуха, что позволяет исключить перепуск воздуха в области отрицательных температур наружного воздуха. Для удовлетворения эмиссионных характеристик в области $20 \div 25^\circ\text{C}$ при работе в номинальном режиме можно использовать подачу топлива через ГУ2 и его дожигание в горячих обедненных кислородом газах первой зоны.

На рис. 4 показаны зависимости нагрузки, доли топлива в ГУ2 и доли топлива во второй канал основной горелки ГУ1, полученные для МЭКС ГТ-16П при переходе на малоэмиссионный режим работы и при работе в номинальном режиме, в широком диапазоне температур наружного воздуха. Видно, что малоэмиссионный режим работы КС возможен при использовании схемы двузонного сжигания при температуре наружного воздуха -45°C и 70%-й нагрузке ГТУ, а уже при -15°C диапазон малоэмиссионной работы возможен с 50%-й нагрузкой. При этом топливо в ГУ1 подается только при температуре наружного воздуха 35°C . В данном случае подача топлива во всем диапазоне температур наружного воздуха осуществляется в топливные каналы (2 шт.) основной горелки ГУ1 с определенным распределением топлива между ними.

В режиме номинальной нагрузки подача топлива в ГУ2 начинается с температуры наружного воздуха -35°C . Максимальный расход топлива во вторую зону достигается при $+25^\circ\text{C}$ и составляет около 25 % от общего расхода топлива на МЭКС.

В случаях, когда топливо не подается

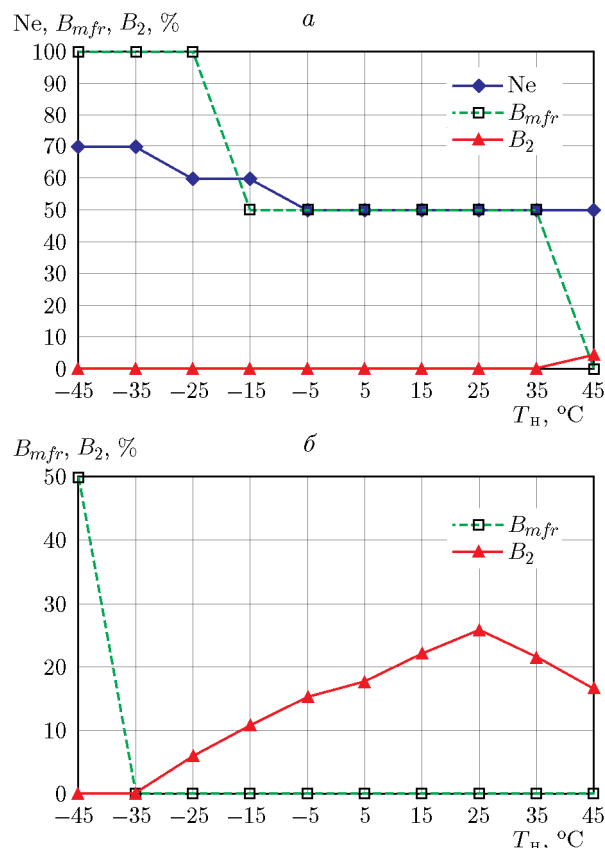


Рис. 4. Зависимости нагрузки (Ne), доли топлива в ГУ2 (B_2) и доли топлива во второй канал основной горелки ГУ1 (B_{mfr}) от температуры наружного воздуха T_n :

a — при переходе на малоэмиссионный режим работы, *б* — в номинальном режиме

в ГУ2, горелочное устройство работает как обычные отверстия смесителя (разбавления) и формирует поле температуры на выходе из МЭКС.

В ВТИ были проведены моделирование, расчетные исследования процесса горения и оценка эмиссионных характеристик при организации двух зон горения в МЭКС ГТ-16П. При использовании двух зон горения и температуре газов на выходе 1600°C эмиссия NO_x снизилась с 27 до 8 ppm.

Была выполнена модернизация КС до двузонной, и организован еще один топливный канал, позволяющий подавать топливо в ГУ2 по центру отверстий смесителя, как показано на модели рис. 5, *a*.

На рис. 5, *б* приведены зависимости эмиссии NO_x и CO от температуры газов на выходе, полученные при испытаниях МЭКС, ис-

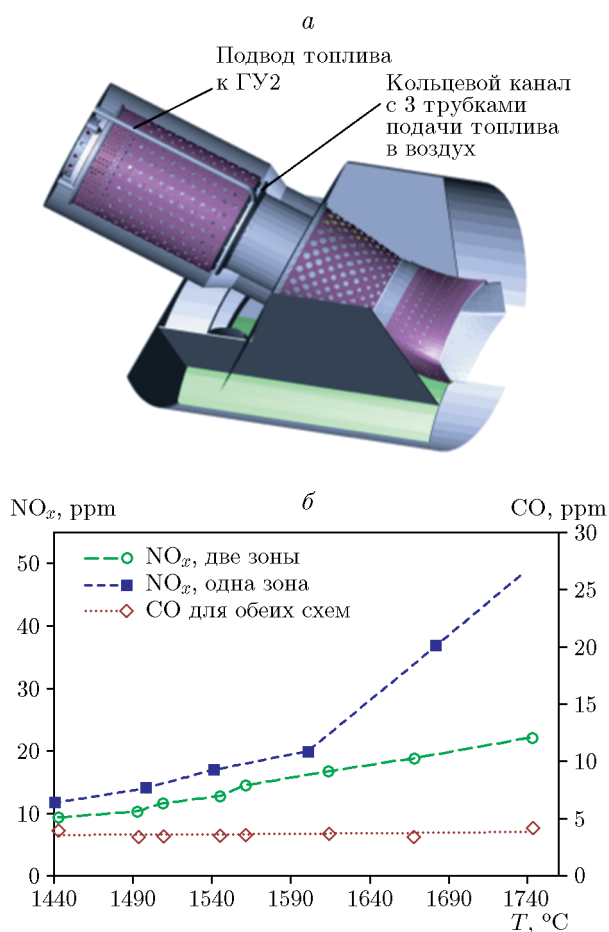


Рис. 5. Модернизированная до двузонной МЭКС ГТ-16П:

a — расчетная модель, *б* — результаты экспериментальных исследований исходной и доработанной до двузонной КС при параметрах стенда ОАО «ВТИ» и давлении воздуха на входе 350 кПа

ходной и доработанной до двузонной в одного-релочном отсеке, на стенде ОАО «ВТИ» при давлении воздуха на входе 350 кПа. Получено, что до температуры 1590 $^\circ\text{C}$ характер изменения эмиссии NO_x в зависимости от температуры газов на выходе идентичен для обеих схем. Для двузонной МЭКС данные лежат ниже, чем для однозонной, так как ГУ1 рассчитано на более бедные по коэффициенту избытка воздуха смеси, чем ГУ однозонной МЭКС. При температуре газов выше 1600 $^\circ\text{C}$ в однозонной МЭКС наблюдается резкий рост выбросов оксидов азота, в то время как в двузонной МЭКС характер изменения NO_x сохраняется.

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования подтвердили эффективность использования двузонной схемы сжига-

ния топлива как для расширения малоэмиссионного диапазона работы, так и для существенного снижения эмиссии NO_x . Кроме того, было получено расширение устойчивого (беспульсационного) диапазона работы.

СЖИГАНИЕ ВОДОРОДНОГО ТОПЛИВА

Существенные отличия теплофизических свойств водорода и метана, таких как теплотворная способность, плотность, реакционная способность и пр., приводят к значительным различиям в процессе горения данных топлив.

Плотность водорода примерно в восемь раз ниже, чем метана, поэтому для обеспечения эквивалентной тепловой нагрузки, несмотря на большую теплотворную способность, требуется больший объемный расход топлива. Это влечет за собой увеличение диаметров трубопроводов, габаритов регулирующей и запорной арматуры. В противном случае, при неизменной геометрии, существенно возрастают потери давления на элементах камеры сгорания (горелках) и др.

Опыт эксплуатации показывает, что ископаемые газообразные топлива с добавлением небольшой по объему доли водорода — до 30 % (что эквивалентно 5 % по массе и 11 % по тепловой энергии для метановодородной смеси) можно сжигать в существующих ГТУ с сухими МЭКС. При большем содержании водорода в топливном газе необходим переход к принципиально другой конструкции горелочного устройства.

На сегодняшний день существенных успехов в сжигании водородосодержащих топлив достигли такие фирмы производители ГТУ, как «Mitsubishi» — горелка multicluster, «General Electric» — горелка multitube, «Kawasaki» — горелка micromix. ГТУ данных производителей с камерами сгорания, позволяющими сжигать топлива, содержащие более 30 % водорода, уже эксплуатируются, что доказывает эффективность предложенных ими схем горелочных устройств.

Все вышеперечисленные горелки объединяет отсутствие лопаточного аппарата и развитой зоны предварительного перемешивания. Факел в таких горелках стабилизируется в большом количестве малых зон рециркуляции или струйках ТВС и имеет вид микропламен, расположенных вдоль поверхности фронтальной плиты ГУ. На рис. 6 показаны схемы органи-

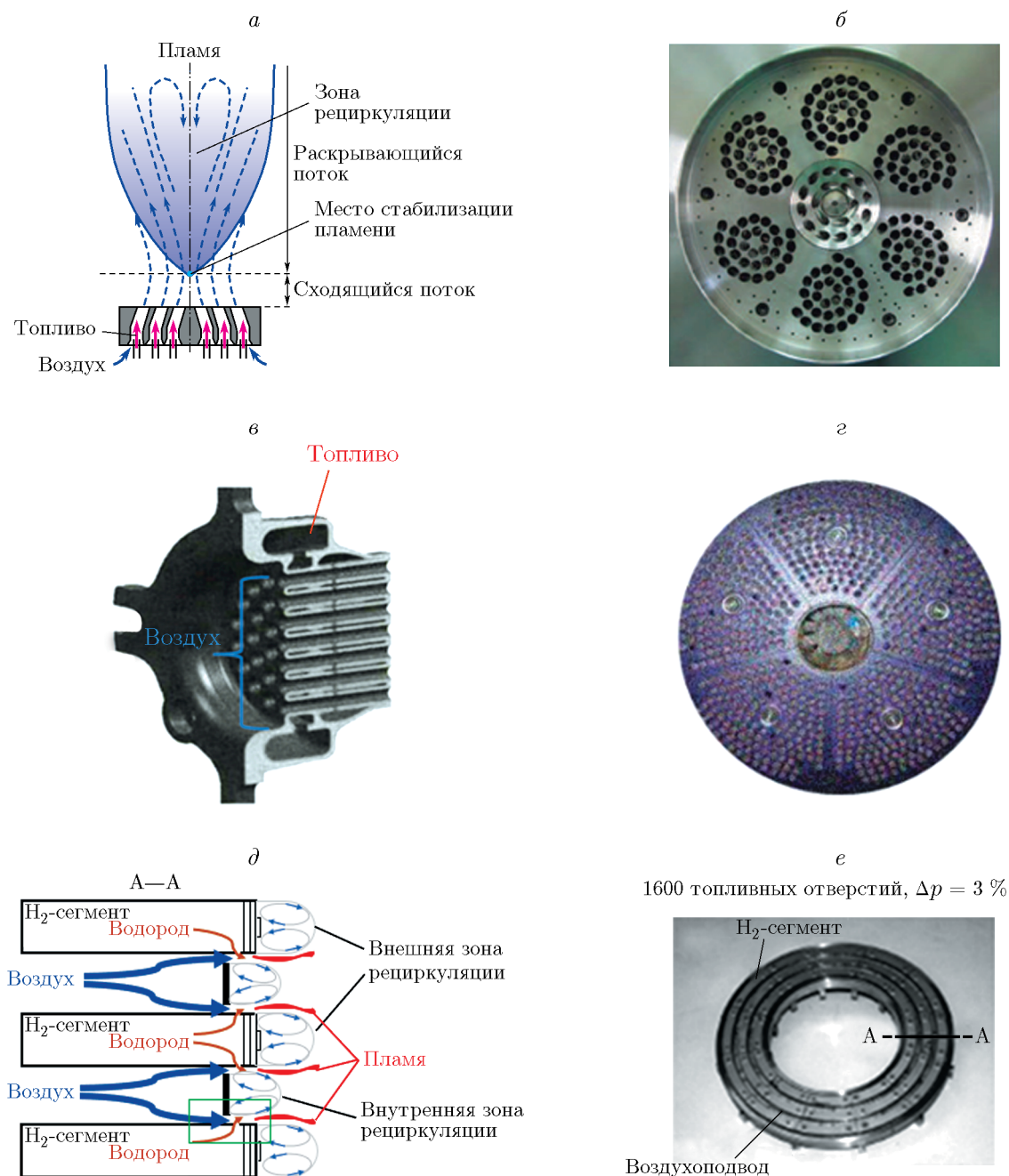


Рис. 6. Микрофакельные горелочные устройства «Mitsubishi» [14–18] (а, б); «General Electric» [19] (в, з) и «Kawasaki» [20] (д, е):

а, в, д — схемы организации смешения воздуха и топлива и стабилизации пламени; б, з, е — фотографии

зации потоков топлива и воздуха в таких микрофакельных горелках и внешний вид горелок.

Как видно из рис. 6,а, в горелках multicluster («Mitsubishi») топливо подается через трубки малого диаметра, каждая из которых незначительно углублена в отверстия, выполненные во фронтной плите ГУ. Воздух

подмешивается к топливным струям, и перемешивание осуществляется на коротком расстоянии, равном толщине фронтной плиты ГУ. Зона рециркуляции (стабилизации пламени) формируется за счет направленной подачи топливных струй внутрь объема горения, что создает перепад давления вблизи горелки. Для ГУ

с горелками multicluster характерно большое количество топливных подводов, которые позволяют тонко регулировать процесс горения, обеспечивая малоэмиссионное устойчивое горение. Изменения формы горелок, ориентации топливовоздушных струй, количества подающих топливо отверстий существенно влияют на организацию процесса горения и являются инструментом регулирования как устойчивости горения, так и эмиссионных характеристик.

Горелка multitube («General Electric») (рис. 6, в) состоит из системы параллельных цилиндрических каналов диаметром порядка 1 мм, расположенных внутри фронтальной плиты, через которые подается воздух в объем горения. Кольцевой топливный коллектор расположен вокруг фронтальной плиты горелки. Отходящие от него топливные каналы находятся внутри тела фронтальной плиты и перпендикулярны воздушным. Таким образом, топливо поступает через отверстия в стенках каналов перпендикулярно воздушным струям. Происходит смешение воздуха и топлива на оставшейся длине цилиндрических каналов. Скорость воздуха в каналах выше скорости пламени, что предотвращает проскок в зону смешения. Благодаря небольшой длине прямых каналов горелки потери давления на ней небольшие, несмотря на высокую скорость воздушно-водородной смеси.

Горелка micromix («Kawasaki») представляет собой кольцевую фронтальную плиту (рис. 6, д), в теле которой по окружностям вокруг оси горелки расположены три топливных коллектора прямоугольного сечения, между которыми находятся пластины специальной формы, имеющие прямоугольные вырезы для движения воздуха сквозь них. Водород поступает из коллектора через отверстия малого диаметра, расположенные вблизи торцевой стенки фронтальной плиты, перпендикулярно струям воздуха, движущегося сквозь вырезы в пластинах. Происходит частичное смешивание струй непосредственно на входе в жаровую трубу, где осуществляется диффузионное сгорание струек водорода. Геометрия горелочного устройства выполнена таким образом, чтобы создавались зоны рециркуляции за плохообтекаемыми телами. За торцом фронтальной плиты горелки организуются две группы зон рециркуляции: внутренняя и внешняя. Внутренняя создается на пластинах воздухом, проходящим сквозь выре-

зы в них, а внешняя — на выступающих торцевых стенках топливных коллекторов срывом потока топливной смеси, идущей из углубленных участков фронтальной плиты. Благодаря такой схеме расположения зон рециркуляции, в зоне сдвиговых слоев между ними происходит перемешивание струй топлива и воздуха до горючей ТВС. Сгорание, по замыслу разработчиков, должно произойти в скоростном потоке на коротком участке между зонами рециркуляции. Пламя не должно стабилизироваться ни в одной из зон рециркуляции, поскольку это приведет к увеличению времени пребывания реагентов в зоне высоких температур. Таким образом, процесс горения состоит из большого количества миниатюрных пламен протяженностью $5 \div 15$ мм. Несмотря на то, что это горение диффузионное, за счет быстрого смешения и малого времени пребывания реагентов в зоне высоких температур эмиссия NO_x удовлетворительная. Для данной схемы важно позиционировать пламена и препятствовать их слиянию в радиальном направлении.

Горелочное устройство micromix («Kawasaki») имеет наиболее сложную концепцию сжигания топлива с высоким содержанием водорода, относительно других разработок. В отличие от других микрофакельных горелок, разработанных под сжигание водорода, в данной конструкции используется преимущественно диффузионное сжигание топлива, в то время как в остальных сжигают ТВС. Данное обстоятельство, с одной стороны, является преимуществом — нет риска проскока пламени в зону перемешивания, но, с другой стороны, недостатком — при неправильной стабилизации эмиссия NO_x будет превышать норматив.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Анализ тенденций развития камер сгорания энергетических ГТУ передовых зарубежных производителей позволяет определить направления, в которых должна развиваться отечественная наука и инженерия в этой области.

1. Внедрение двух последовательных зон горения в единый объем жаровой трубы, что позволит получать высокие температуры перед турбиной и, как следствие, рост КПД установки; выполнять требования по выбросам NO_x ; обеспечивать широкий диапазон малоэмиссионной работы при всех температурах

наружного воздуха; сжигать топливо разного состава.

2. Изменение схемы подготовки топливно-воздушной смеси и организации стабилизации пламени газообразных топлив с большой долей водорода. За счет отсутствия лопаточных завихрителей новая схема позволяет снизить риск прорыва пламени в зоны смешения и обеспечить низкий перепад давления при приемлемых размерах камеры сгорания. Такое горелочное устройство обеспечивает низкие выбросы NO_x за счет хорошего смешения топлива и воздуха и уменьшения длины зоны реакции. Данные схемы позволяют получить при сжигании топлив с содержанием водорода 50 ÷ 80 % те же диапазоны по прорыву пламени и потерям давления, что и традиционные горелки с лопаточным аппаратом и зоной предварительного смешивания, работающих на природном газе.

Исследования организации двухзонного горения, выполненные в ОАО «ВТИ», показали эффективность данной схемы сжигания и перспективность ее дальнейшего развития. Необходимо проведение дальнейших исследований двухзонного горения и внедрение новых микрофакельных горелок для ГУ1 при разработках камер сгорания перспективных высокотемпературных ГТУ с высоким КПД и возможностью сжигания водородных топлив.

ФИНАНСИРОВАНИЕ РАБОТЫ

Материалы, изложенные в данной статье, были получены в разное время при финансовой поддержке следующих организаций:

- общество с ограниченной ответственностью «Инжиниринговый центр «Газотурбинные технологии» (разработка МЭКС ГТ-110М), 2015 г.
- Российский научный фонд (проект № 17-17-01563), 2017 г. (исследования по организации последовательного двухзонного горения);
- акционерное общество «Объединенная двигателестроительная корпорация-Авиадвигатель» (разработка МЭКС), 2020 г.;
- открытое акционерное общество «Всероссийский дважды ордена Трудового Красного Знамени Теплотехнический научно-исследовательский институт» (ОАО «ВТИ») (обзор по сжиганию водородного топлива в камерах сгорания), 2022 г.

Работы по испытаниям выполнены с использованием данных, полученных на уникальной научной установке «Стенд исследова-

ния рабочих процессов камер сгорания ГТУ» (<https://ckp-rf.ru/catalog/usu/73579>).

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы данной работы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Tsukagoshi K., Masada J., Muiyama A., Iwasaki Y., Ito E. Operating status of uprating gas turbines and future trend of gas turbine development // Mitsubishi Heavy Ind., Ltd. Tech. Rev. — 2007. — V. 44, N 4. — P. 1–6.
2. Lefebvre A. H. Gas Turbine Combustion. — 2nd ed. — CRC Press, 1998.
3. Pennell D. A., Bothien M. R., Ciani A., Granet V., Singla G., Thorpe S., Wickstroem A., Oumejjoud K., Yaquinto M. An introduction to the Ansaldo GT36 constant pressure sequential combustor // Proc. of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 26–30 June, 2017, Charlotte, NC, USA. — GT2017-64790. — DOI: 10.1115/GT2017-64790.
4. Hirano K., Nonaka Y., Kinoshita Y., Oshima N., Matsuya K. Large-eddy simulation in an industrial gas turbine combustor for NO_x prediction // Proc. of ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition, Copenhagen, Denmark, 11–15 June, 2012. — GT2012-68925. — DOI: 10.1115/GT2012-68925.
5. Sakurazawa T., Oda T., Takami S., Okuto A., Kinoshita Y. Development of the DLE combustor for L30A gas turbine // Proc. of ASME Turbo Expo 2015: Turbine Technical Conference and Exposition, Montréal, Quebec, Canada, 15–19 June, 2015. — GT2015-42904. — DOI: 10.1115/GT2015-42904.
6. Karim H., Natarajan J., Narra V., Cai J., Rao S., Kegley J., Citeno J. Staged combustion system for improved emissions operability and flexibility for 7HA class heavy duty gas turbine engine // Proc. of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Charlotte, NC, USA, 26–30 June, 2017. — GT2017-63998. — DOI: 10.1115/GT2017-63998.
7. Goldmeer J., York W., Glaser P. Fuel and combustion system capabilities of GE's F and HA class gas turbines // Proc. of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Charlotte, North Carolina, USA, 26–30 June, 2017. — GT2017-64588. — DOI: 10.1115/GT2017-64588.
8. Stuttford P., Rizkalla H., Oumejjoud K., Demougeot N., Bosnoian J., Hernandez F., Yaquinto M., Mohammad A. P., Terrell D., Weller R. FlameSheetTM combustor

- engine and rig validation for operational and fuel flexibility with low emissions // Proc. of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Seoul, South Korea, 13–17 June, 2016. — GT2016-56696. — DOI: 10.1115/GT2016-56696.
9. **Ruedel U., Stefanis V., Ramaglia A. D., Florjancic S.** Development of the new Ansaldo energia gas turbine technology generation // Proc. of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Charlotte, North Carolina, USA, 26–30 June, 2017. — GT2017-64893. — DOI: 10.1115/GT2017-64893.
10. **Булысова Л. А., Васильев В. Д., Берне А. Л., Гутник М. М.** Опыт создания малоэмиссионных камер сгорания для наземных газотурбинных установок большой мощности: GT24/26 // Теплоэнергетика. — 2018. — № 6. — С. 40–49. — DOI: 10.1134/S0040363618060012. — EDN: XNLORN.
11. **Булысова Л. А., Васильев В. Д., Гутник М. Н., Тумановский А. Г., Сипатов А. М., Нугуманов А. Д., Фагалов И. У., Цатиашвили В. В.** Результаты испытаний МЭКС ГТ-16 в одnogорелочном отсеке на стенде полных параметров // Электрические станции. — 2020. — № 7. — С. 2–5. — EDN: LAVXDC.
12. **Булысова Л. А., Васильев В. Д., Берне А. Л., Гутник М. М., Гутник М. Н., Пугач К. С.** Результаты испытаний малоэмиссионной камеры сгорания ГТЭ-110 при полных параметрах // Электрические станции. — 2016. — № 6. — С. 28–33. — EDN: WKFVCJ.
13. **Булысова Л. А., Тумановский А. Г., Гутник М. Н., Васильев В. Д.** Опыт масштабирования конструкции МЭКС для применения в ГТУ разной мощности // Электрические станции. — 2020. — № 4. — С. 2–7. — EDN: GULYOZ.
14. **Dodo S., Asai T., Koizumi H., Takahashi H., Yoshida S., Inoue H.** Combustion characteristics of a multiple-injection combustor for dry low- NO_x combustion of hydrogen-rich fuels under medium pressure // Proc. of ASME Turbo Expo 2011: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, Vancouver, British Columbia, Canada, 6–10 June, 2011. — GT2011-45459. — P. 467–476. — DOI: 10.1115/GT2011-45459.
15. **Asai T., Akiyama Y., Dodo S.** Development of a state-of-the-art dry low NO_x gas turbine combustor for IGCC with CCS // Recent Advances in Carbon Capture and Storage / Yun Y. (Ed.). — 2017. — Ch. 1. — DOI: 10.5772/66742.
16. **Asai T., Koizumi H., Dodo S., Takahashi H., Yoshida S., Inoue H.** Applicability of a multiple-injection burner to dry low- NO_x combustion of hydrogen-rich fuels // Proc. of ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea, and Air, 14–18 June, 2010, Glasgow, UK. — 2010. — GT2010-22286. — P. 183–192. — DOI: 10.1115/GT2010-22286.
17. **Goldmeer J., Catillaz J.** Hydrogen for power generation. Experience, requirements, and implications for use in gas turbines // GE Gas Power. — 2021. — URL: www.ge.com/power/future-of-energy.
18. **Asai T., Miura K., Matsubara Y., Akiyama Y., Karishuku M., Dodo S., Okazaki T., Tanimura S.** Development of gas turbine combustors for fuel flexibility // The Future of Gas Turbine Technology: 8th Int. Gas Turbine Conf., 12–13 Oct., 2016, Brussels, Belgium. — Paper ID Number 76-IGTC16.
19. **York W. D., Ziminsky W. S., Yilmaz E.** Development and testing of a low NO_x hydrogen combustion system for heavy-duty gas turbines // J. Eng. Gas Turbines Power. — 2013. — V. 135, N 2. — 022001. — DOI: 10.1115/1.4007733.
20. **Funk H. H.-W., Boerner S., Keinz J., Kusterer K., Kroniger D., Kitajima J., Kazari M., Horikawa A.** Numerical and experimental characterization of low NO_x micromix combustion principle for industrial hydrogen gas turbine applications // Proc. of ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition, 11–15 June, 2012, Copenhagen, Denmark. — GT2012-69421. — P. 1069–1079. — DOI: 10.1115/GT2012-69421.

Поступила в редакцию 16.11.2023.

После доработки 15.12.2023.

Принята к публикации 07.02.2024.