

Сжигание низкоуглеродных и безуглеродных топлив

в газопоршневых и газотурбинных установках

Б. А. Рыбаков¹, к.т.н. – главный технолог, boris.rybakov@gmail.com

М. А. Савитенко¹ – директор, ms@sk-trade-c.ru

О. А. Сиделев² – руководитель департамента, oleg.sidelev@h-xgroup.com

А. И. Счастливцев³, к.т.н. – ведущий научный сотрудник, schastlivtsev.a.i@mail.ru

¹АНО «Водородные технологические решения»

²ООО «Хуасюнь Групп Ру»

³ФГБУН Объединённый институт высоких температур РАН

Ключевые слова:

газопоршневая установка,
газотурбинная установка,
метан, пропан, бутан, СПГ, водород, аммиак, этанол, метанол, дизельное топливо, выбросы CO, CO₂, выбросы NO_x

Аннотация

В статье рассматривается опыт сжигания низкоуглеродных и безуглеродных топлив на транспорте и в судовых энергоустановках с целью определения возможности применения отработанных решений в малой энергетике.

Проведен обзор статей, посвященных сжиганию смеси метана и водорода, а также смеси водорода и аммиака в газопоршневых и газотурбинных установках малой мощности.

При анализе публикаций был сделан акцент на определении параметров, которые приводят к снижению CO₂, CO и NO_x. Приведено сравнение удельных массовых выбросов CO₂ на

тонну дизельного топлива, пропана, бутана, СПГ, этанола и метанола, а также сравнение отношения массы CO₂ перечисленных выше топлив к массе CO₂, образующегося при сжигании эквивалентной массы метана.

Описаны особенности процесса сжигания водорода, аммиака, смесей метана и водорода, а также смеси водорода и аммиака.

Анализ приведенных результатов показывает, что в контексте программы по снижению выбросов в атмосферу парниковых газов и вредных веществ, век генераторных установок на базе ДВС и ГТУ не закончен.

Combustion of low-carbon and carbon-free fuels

in gas engine and gas turbine plants

B. A. Rybakov¹, PhD of Engineering – Chief Technologist, boris.rybakov@gmail.com

M. A. Savitenko¹ – Director, ms@sk-trade-c.ru

O. A. Sidelev² – Head of Department, oleg.sidelev@h-xgroup.com

A. I. Schastlivtsev³, PhD of Engineering – Lead Researcher, schastlivtsev.a.i@mail.ru

¹Hydrogen Technology Solutions, ANO

²Huaxun Group Ru LLC

³Joint Institute for High Temperatures of the Russian Academy of Sciences (JIHT RAS)

Key words:

gas engine plant, gas turbine plant, methane, propane, butane, LNG, hydrogen, ammonia, ethanol, methanol, diesel fuel, CO, CO₂ emissions, NO_x emissions

Abstract

The article examines the experience of burning low-carbon and carbon-free fuels in transport and marine power plants in order to determine the possibility of using proven solutions in small-scale power engineering.

A review of articles devoted to the combustion of a mixture of methane and hydrogen, as well as a mixture of hydrogen and ammonia in small gas engine and gas turbine plants is carried out. In the analysis of publications, emphasis was placed on determining the parameters that lead to a decrease in CO₂, CO and NO_x.

The specific mass emissions of CO₂ per ton of diesel fuel, propane, butane, LNG, ethanol

and methanol are compared, as well as the ratio of the CO₂ mass of the above fuels to the mass of CO₂ generated by burning an equivalent mass of methane.

The features of the combustion process of hydrogen, ammonia, mixtures of methane and hydrogen, as well as mixtures of hydrogen and ammonia are described.

The analysis of the results shows that in the context of the program to reduce emissions of greenhouse gases and harmful substances into the atmosphere, the century of generator sets based on internal combustion engines and gas turbine plants is not over.

Быстрое истощение запасов ископаемого топлива из-за растущего спроса на энергию приводит к росту цен на нефтяное топливо. Кроме того, строгие нормы выбросов в целях энергоэффективности и экологические требования увеличивают количество исследований по использованию альтернативных видов топлива. Согласно отчету Комиссии Европейского союза «Белая книга», в 2050 г. планируется сократить на 60 % выбросы парниковых газов, образующиеся при транспортировке, по сравнению с 1990 г. Установленные нормативными актами пределы выбросов постоянно снижаются по мере развития технологий, но выбросы твердых частиц увеличились.

Параллельно с этим процессом продолжают исследования альтернативных экологически чистых видов топлива в автомобильной промышленности. Из-за низкой плотности энергии в аккумуляторах и инфраструктурных проблем электромобили пока не получили широкого распространения, поэтому зависимость от автомобилей с ДВС в ближайшем будущем сохранится.

В последнее время исследователи склоняются к альтернативным видам топлива, таким как водород, метан, биогаз, этанол и метанол. Использование газообразного топлива стимулируется разработкой легких баллонов для хранения его под высоким давлением и низкой стоимостью. Выбросы CO, твердых частиц, а также CO₂ значительно сокращаются благодаря низкому соотношению углерода и водорода. Выбросы NO_x снижаются благодаря более низкой температуре в цилиндрах.

Свойства метана делают его пригодным для использования в двигателях с искровым зажиганием. Он обладает высоким октановым числом, а следовательно, высокой температурой самовоспламенения и антидетонационными свойствами. Кроме того, двигатели с искровым зажиганием, работающие на метане, могут работать с более высокой степенью сжатия, обеспечивая таким образом более высокую тепловую эффективность. Медленную скорость горения метана можно улучшить путем смешивания метана с водородом [1; 2], скорость горения которого в семь раз выше, чем у метана в стехиометрических условиях [3; 4]. Его широкие пределы воспламеняемости и низкий зазор тушения способствуют увеличению предела бережливой эксплуатации двигателя, повышая тепловую эффективность [5; 6].

Водород - это безуглеродное альтернативное топливо, которое после сгорания выделяет только водяной пар. Водород может быть

получен из ископаемого топлива или путем преобразования биомассы, электролизом или прямым термохимическим преобразованием от солнечной энергии [7]. Кроме того, он является чрезвычайно чистым и безвредным для окружающей среды топливом, когда производится из возобновляемых источников энергии, его также можно использовать в качестве носителя вторичной энергии, например электрической.

В работе [3] процессы внутри цилиндра, происходящие в малотоннажном двигателе GDI, были охарактеризованы с помощью комбинированного анализа оптических и расчетных данных, таких как давление в цилиндре и скорость тепловыделения. Также были измерены нормативные выбросы выхлопных газов, проведены экспериментальные исследования для изучения влияния водорода на процесс сгорания. Двигатель заправлялся чистым метаном и смесями с 20 % и 40 % объемным содержанием водорода в метане и работал при стехиометрических условиях. Был проведен комплексный анализ сгорания метана и водородно-метановых смесей. Экспериментальные исследования проводились на малолитражном двигателе с прозрачными стенками цилиндра, с непосредственным впрыском топлива и искровым зажиганием. Двигатель работал при частоте вращения 2000 об/мин (широко открытая дроссельная заслонка).

В процессе сгорания измерялось давление в цилиндре и проводилась высокоскоростная съемка 2D-цифровых изображений, которые позволяют отслеживать развитие струи и распространение пламени в камере сгорания с высоким временным разрешением. Выбросы выхлопных газов измерялись с помощью обычных газоанализаторов. При увеличении содержания водорода возрастает максимальное давление в цилиндре, а продолжительность горения сокращается. Эти результаты свидетельствуют о том, что добавление водорода приводит к увеличению скорости пламени, повышая эффективность двигателя. Оптические методы дают возможность лучше понять влияние водорода на сгорание метана. В частности, данные хемилюминесцентной 2D-цифровой визуализации показали, что скорость распространения пламени увеличивается с увеличением содержания водорода и что распространение фронта пламени более равномерное во всех направлениях. Лучшая гомогенизация смеси наблюдается в камере сгорания, когда в топливе присутствует водород, - это обусловлено более высокой диффузионной способностью этого газа по отноше-

нию к метану. В частности, при заправке метаном камера сгорания характеризуется зоной с богатой или обедненной смесью, что замедляет распространение фронта пламени.

С другой стороны, водородно-метановая смесь при сгорании более однородна и оказывает более эффективное влияние на скорость распространения пламени. Дальнейшего улучшения тепловой эффективности можно добиться за счет оптимизации момента опережения зажигания. Этот анализ подчеркивает, что прямой впрыск смесей метан/водород позволяет добиться более эффективного сгорания, а затем и снижения выбросов загрязняющих веществ, по сравнению с метаном и бензином, благодаря свойствам водорода, усиливающим образование смеси и повышающим скорость распространения фронта пламени.

В работе [5], основываясь на высокой степени сжатия, были проведены фундаментальные эксперименты по изучению роли непосредственного впрыска водорода в условиях сгорания от стехиометрических до обедненных. Были проведены синхронные измерения давления в цилиндре и оптическая визуализация пламени для анализа изменений от цикла к циклу тепловой эффективности и эволюции пламени. Результаты свидетельствуют, что по мере добавления водорода колебания от цикла к циклу уменьшаются и тепловая эффективность повышается за счет сокращенной продолжительности горения. Изображение горения показывает, что значительное положительное влияние оказывает непосредственный впрыск водорода, который способствует первоначальному образованию ядра пламени и раннему распространению пламени. Следует отметить, что увеличение доли водорода также приводит к снижению образования выбросов NOx при объемном содержании водорода в метане менее 60 %.

При использовании водорода в газовых турбинах выбросы NOx наоборот увеличиваются из-за повышенных температур сгорания [8; 9] и статической и динамической нестабильности пламени [10; 11]. Эти проблемы требуют модификации камер сгорания газовых турбин, предназначенных для использования углеводородного топлива. В нескольких работах исследовались эффекты добавления водорода на уровне компонентов. Одну из первых работ выполнил Жюсте [9], где к керосину добавлялось небольшое количество водорода (до 4 % по объему) для исследования выбросов NOx и CO. Было обнаружено, что при впрыске водорода в зону первичного сгорания в камере сгорания уровень CO снижается, в то время как концентрации NOx остаются

примерно постоянными. В работе [12] исследовалось, как влияет добавление водорода (до 100 % по объему) к природному газу на выбросы NOx в камере сгорания без предварительного смешивания в турбине мощностью 10 МВт. Используя экспериментально полученные данные о концентрации NOx, авторы разработали эмпирическую модель для ее точного прогнозирования при различных давлениях на входе в камеру сгорания и температурах на выходе.

В работе [13] авторы исследовали различные концентрации синтез-газа (H₂ и CO) в камере сгорания. Во время эксперимента произошел серьезный обратный эффект, когда концентрация водорода в топливной смеси превысила 60 % и камера сгорания была повреждена, что подчеркивает необходимость исследования ее конструкции для обеспечения стабильной работы при сжигании топлива с высокой концентрацией водорода.

В работе [14], где исследовалась производительность простой рекуперативной газовой турбины мощностью 50 МВт, работающей на природном газе и водороде, отмечено различие в термическом и эксергетическом КПД в сторону их увеличения при использовании водорода. Кроме того, подчеркнута разница в производстве и потреблении электроэнергии турбиной и компрессором соответственно, исследовано влияние давления на входе турбины на выбросы и производительность системы. К сожалению, в этом исследовании рассматривались только чистые виды топлива (H₂ и CH₄) и не уделялось внимания смешиванию водорода и природного газа, что является ключевой темой работ в этой области.

Транспортная энергетика

Мировая экономика продолжает расти, что вызывает рост мировой торговли и усиливает влияние транспортной системы и, главным образом, ее основной компоненты – транспортировки грузов морем. Согласно отчету United Nations Conference on Trade and Development (UNCTAD), свыше 70 % стоимости мировой торговли перевозится на борту судов [15]. Повышение эффективности использования потенциала энергоносителей в совокупности с минимизацией ущерба окружающей среде – стандарт проектирования энергетического оборудования в современном мире.

В связи с этим требования законодательных актов ИМО (International Maritime Organization) жестко регламентируют выбросы вредных веществ от объектов судоходства. Согласно резолюциям ИМО, для каждого ново-

го судна валовой вместимостью ≤ 400 т необходимо определять требуемый (Required) и достижимый (Attained) конструктивный индекс энергетической эффективности судна EEDI (Energy Efficiency Design Index), а также операционный индекс EEOI (Energy Efficiency Operational Index) при проектировании, постройке и эксплуатации судна [16]. EEDI вычисляется в зависимости от типа судна и дедвейта с учетом поправочного коэффициента, который постепенно будет ужесточаться вплоть до 2025 г. Достижимый EEDI вычисляется в соответствии с методикой ИМО и должен быть \geq требуемого. Физический смысл индексов идентичен и представляет собой отношение массы произведенного энергетической установкой судна парникового газа CO₂ к величине транспортной работы судна, г CO₂/т-миль:

$$EDI = \frac{CO_2 \text{ emission}}{\text{Transport work}} = \frac{\text{Engine power} \times \text{SFC} \times \text{CF}}{(\text{DWT} \times \text{speed})} \quad (1)$$

Требования ИМО непосредственно связаны с повышением эффективности использования энергии топлива в судовой энергетике и применением альтернативных топлив. Это формирует запрос практики на адаптацию энергосберегающих технологий в судовую энергетику, разработку перспективных схем транспортных энергокомплексов, а также на исследование процессов в судовом энергетическом оборудовании. Современные малооборотные дизельные двигатели (МОД) являются основой судовой энергетики. Большая агрегатная мощность и КПД, превышающий 50 % позволяют применять такие двигатели на большинстве типов морских транспортных судов [17]. Достаточно широко в судовой энергетике представлены и среднеоборотные (СОД) дизельные двигатели с механической или электрической передачей мощности на движитель. Некоторое распространение на коммерческом флоте получили турбинные установки, в том числе с газотурбинными двигате-

лями (ГТД). Так, только компания GE, основной производитель морской газотурбинной техники (43 % рынка), поставила 86 ГТД для 47 газотурбинных и комбинированных установок коммерческих судов.

Утилизация вторичных энергоресурсов тепловых двигателей позволяет повысить эффективность использования энергии топлива в судовой пропульсивной установке. Анализ перспективных путей повышения энергоэффективности выявил термохимические технологии, предусматривающие конверсию углеводородных и альтернативных топлив, преобразование энергии в металлгидридных утилизационных установках, а также использование плазмохимических систем горения [18]. К этой группе относятся энергоустановки с термохимической конверсией углеводородных топлив за счет вторичных энергоресурсов тепловых двигателей. Физическую основу таких установок формирует совокупность процессов, в результате которых под влиянием тепла вторичных энергоресурсов, отбираемого от них в утилизационном устройстве, осуществляются реакции химического преобразования топлива с образованием синтез-газа. При этом уменьшается расход топлива и снижаются выбросы парниковых газов [17]. Исследования о применимости таких технологий проводятся достаточно широко, но в большей мере касаются стационарной энергетики и наземного транспорта.

Для большинства транспортных судов основная составляющая выбросов CO₂ продуцируется двигателем. Как видно из анализа формулы (1), сокращение выбросов CO₂ может быть достигнуто как уменьшением расхода топлива (Engine power x SFC), так и применением топлива с низким содержанием углерода (учитывается индексом CF). В условиях допущения, что мощность силовой установки, дедвейт и скорость судна могут быть приняты постоянными, влиять на конструктивный индекс энергетической эффективности судна EEDI может только удельный рас-

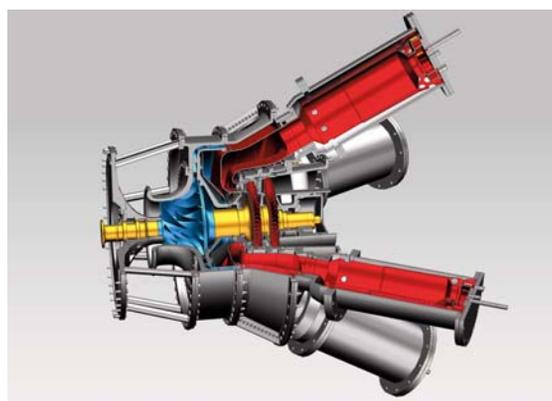
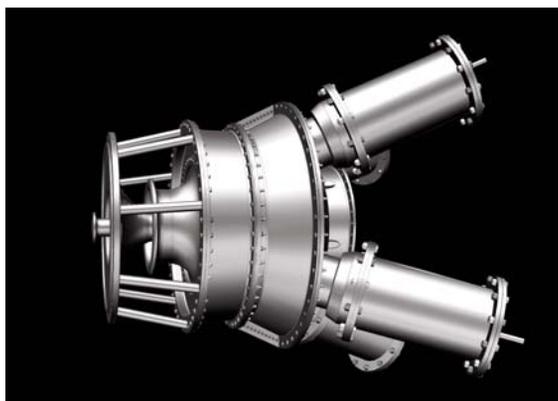


Рис. 1.
Камера сгорания, дописать

Тип топлива	Содержание углерода	С _F , т CO ₂ /т топлива	Низшая теплота сгорания, МДж/кг	т CO ₂ топлива/т CO ₂ метана
Дизельное	0,87	3,2	42,7	1,36
Пропан	0,82	3,0	46,3	1,18
Бутан	0,83	3,0	45,7	1,19
СПГ	0,75	2,75	48,0	1,04
Метанол	0,38	1,38	19,9	1,25
Этанол	0,52	1,91	26,8	1,30

Табл. 1.

Характеристики основных судовых топлив

ход топлива SFC и коэффициент содержания углерода в топливе CF:

$$EEDI = K \times SFC \times CF,$$

где K = мощность двигателя / DWT × скорость, кВт/т-миль.

Удельный расход топлива обратно пропорционально зависит от низшей теплотворной способности топлива LCV (Lower Calorific Value). Таким образом, при принятых допущениях индекс EEDI является функцией от характеристик топлива:

$$EEDI = f(CF / LCV).$$

Наиболее широко в качестве топлива для судовых двигателей представлено тяжелое топливо HFO. С учетом того, что нормативные требования ИМО к эмиссии CO₂ ужесточаются на каждом новом этапе, применение топлива HFO на этапах II (2020-2024 гг.) и III (с 2025 г.) без дополнительного громоздкого оборудования и дорогостоящих мероприятий представляется бесперспективным. В настоящее время ведущие производители судовых дизельных двигателей адаптировали свою продукцию для работы на метане и других альтернативных видах топлива. Характеристики основных судовых видов топлива представлены в табл. 1.

Представляет интерес сопоставление характеристик, влияющих на индекс энергетической эффективности судна, для основного и альтернативных судовых видов топлива. Применение газообразных топлив СУГ (LPG) и СПГ (LNG) позволяет, при прочих равных

Табл. 2.

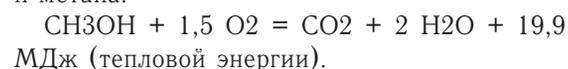
Концентрация оксидов азота в выхлопных газах ГТУ при сжигании природного газа

Тип ГТУ	Мощность ГТУ, кВт	Концентрация NO _x
E135R	116	≤ 25
E150R-R	126	≤ 25
E135	135	≤ 25
E150R	150	≤ 25
E390R	335	≤ 25
E390	403	≤ 25
E2100R	1800	≤ 20
E2100	2100	≤ 20

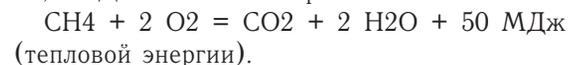
условиях, снизить индекс EEDI на 15...17 % (пропан, бутан) и 26 % соответственно, по сравнению с использованием HFO. При работе двухтопливных малооборотных дизельных двигателей на газообразном топливе около 3...5 % приходится на запальную дозу жидкого топлива («пилотное» топливо), которым является дизельное топливо. Газообразное топливо подается в двигатель под высоким давлением. Затраты мощности на привод компрессорной установки подачи газообразного топлива могут составлять до 2,8...3,0 % мощности двигателя [18]. С учетом этих факторов применение в качестве судового топлива бутана, вместо традиционного HFO, обеспечивает снижение индекса EEDI на 13 %, пропана – на 15 %, а сжиженного природного газа – на 24 %.

Несмотря на то что метанол и этанол является топливами с низким содержанием углерода, их применение сдерживает малая низшая теплотворная способность.

Ниже приведено сравнение удельных выбросов CO₂ и H₂O при сжигании метанола и метана:



При сжигании 1 кг метанола образуется 1,375 кг CO₂ и 1,125 кг H₂O и выделяется 19,9 МДж тепловой энергии.



При сжигании 1 кг метана образуется 2,75 кг CO₂ и 2,25 кг H₂O и выделяется 50 МДж тепловой энергии.

Для получения 50 МДж тепловой энергии потребуется 2,5 кг метанола. Соответственно, при сжигании 2,5 кг метанола образуется 3,45 кг CO₂ и 2,82 кг H₂O, что превышает удельные выбросы CO₂ и H₂O, образующиеся при сжигании метана, на 25 %.

Сжигание низкоуглеродных и безуглеродных видов топлива в ГТУ малой мощности

ГТУ малой мощности, которые предлагают на российский рынок компанией «Импекс-1», входящей в «Хуасюнь Груп Рус», испытаны на различных видах топлива, включая биогаз, коксовый, фосфорный и цинковый газ, попутный нефтяной газ, мазут, природный газ, смесь метана и водорода, а также смесь водорода и аммиака.

Ниже представлены результаты испытаний ГТУ на смеси метана и водорода, а также на смеси водорода и аммиака.

В табл. 2 приведены значения мощностей ГТУ и концентраций оксидов азота в выхлопных газах при сжигании природного газа.

Камера сгорания предварительного смешения с «сухим» подавлением оксидов азота

ГТУ имеют увеличенную длину жаровой трубы, а также увеличенные диаметры отверстий для подвода основного топлива с целью улучшения качества смешения.

При базовой нагрузке ГТУ выбросы NO_x , приведенные к концентрации кислорода 15 %, не превышают значений, указанных в табл. 2, а выбросы CO не превышают 10 ppm.

В новой камере сгорания на испытательном стенде при сжигании природного газа достигнута концентрация оксидов азота 9,4 ppm при 15 % содержания O_2 .

Сжигание смеси природного газа и водорода

В табл. 3 приведено сравнение свойств водорода и метана (природный газ это не чистый метан, там его может быть до 86 %)

Характеристики смеси водорода и метана

При увеличении доли водорода в топливной смеси возрастают: скорость пламени, время реакции, время задержки самовоспламенения, толщина ламинарного пламени, адиабатическая температура пламени.

При определенных значениях концентрации водорода в смеси могут произойти: проскок пламени, термоакустические пульсации пламени, самовоспламенение, увеличение выбросов NO_x .

Исследования по сжиганию метано-водородных смесей

В табл. 4 приведены значения оксидов азота (NO_x), монооксида углерода (CO), несгоревших углеводородов (УНС) и кислорода (O_2) в процессе сжигания смеси природного газа и водорода при долях водорода 40 и 60 % (об.)

При добавлении водорода к метану увеличивается скорость распространения пламени. Закалка в ступени предварительного смешения приводит к перегреву или даже уничтожению вращения факела.

Закалки можно избежать путем увеличения скорости потока в ступени предварительного смешения и уменьшением коэффициента избытка воздуха.

Подмешивание водорода к метану приводит к расширению фронта пламени и ускорению процесса сжигания. Длина факела уменьшается, и центр выделения тепла смещается вверх по потоку.

Особенности сжигания аммиака

При сжигании аммиака нужно отметить следующие особенности:

- медленное распространение пламени;
- низкая температура сжигания;

	Водород (H_2)- воздух	Метан (CH_4)- воздух
Максимальная ламинарная скорость распространения пламени, м/с	2,80	0,35
Границы воспламеняемости, %	4÷75	5÷15
Адиабатическая температура пламени, К	2390	2226
Минимальная энергия воспламенения, мДж	0,02	0,28

- низкая эффективность сжигания, легко тушится, легко хранится и транспортируется;
- плохо горит в воздухе;
- ламинарная скорость распространения пламени намного ниже, чем у обычных топлив;
- обычно используются методы диффузионного горения;
- при сжигании аммиака (NH_3) образуются топливные NO_x , поскольку в аммиаке много азота (N).

Табл. 3.

Сравнение свойств водорода и метана

Сжигание смеси аммиака и водорода

Еще в 70-х годах прошлого века были попытки сжигания аммиака в ГТУ, но из-за плохих результатов это направление исследований было остановлено.

Недавно, в связи с разработками, связанными с углеродной нейтральностью, эти работы были возобновлены. Интерес к аммиаку в качестве топлива возник потому, что он является носителем водорода.

При добавлении водорода к аммиаку ламинарная скорость распространения пламени возрастает по экспоненте от доли водорода в смеси. Также существенно увеличивается интенсивность горения. Водород решает проблему низкой интенсивности горения и узкого диапазона границ воспламенения газообразного аммиака, уменьшает длину факела и снижает недожог аммиака.

Водород и аммиак в смеси хорошо дополняют друг друга, что сокращает расходы на разработку специализированной камеры сгорания ГТУ.

В табл. 5 приведены значения объемной и массовой теплоты сгорания природного газа, водорода, аммиака и смеси водорода и аммиака.

Скорость распространения пламени смеси 35 % NH_3 и 65 % H_2 на 10...20 % выше, чем скорость распространения пламени природного газа.

Табл. 4.

Значения оксидов азота (NO_x), монооксида углерода (CO), несгоревших углеводородов (УНС) и кислорода (O_2) сжигания смеси природного газа и водорода при долях водорода в смеси 40 и 60 %

Доля H_2 , %	Доля CH_4 , %	NO_x , ppm	CO , ppm	УНС , ppm	O_2 , %
40	60	75,7	5	629	12,7
40	60	28,7	5	509	14,8
60	40	14,2	96	0	14,8
60	40	17,8	20	0	14,4
60	40	31,9	4	0	13,05
60	40	42	3	0	12,9

	Единица измерения	Природный газ	Водород	Аммиак	35% NH ₃ + 65% H ₂	50% NH ₃ + 50% H ₂
Низшая теплота сгорания	МДж/м ³	34	10,79	14,14	11,96	12,46
	МДж/кг	48	120	18,6	36,87	29,33

Табл. 5.
Значения объемной и массовой теплоты сгорания природного газа, водорода, аммиака и смеси водорода и аммиака

При одинаковом коэффициенте избытка воздуха адиабатическая температура пламени смеси 35 % NH₃ и 65 % H₂ на 150 К выше, чем адиабатическая температура пламени природного газа.

При таком соотношении водорода и аммиака достигается низкая интенсивность горения, а срыв пламени и неполное сгорание топлива – маловероятны.

Основные технические характеристики ГТУ приведены в табл. 6.

Выводы

Анализ приведенных выше результатов показывает, что в контексте программы по снижению выбросов в атмосферу парниковых газов век генераторных установок на базе двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и газотурбинных установок (ГТУ) не закончен.

Требуется проведение интенсивных исследований по сжиганию низкоуглеродных и безуглеродных видов топлива в ДВС и ГТУ.

Список использованных источников

1. Karaguz Y., Guler İ., Sandalcı T., Yıksek L., Dalkılıç A.S., Wongwiset S. Effects of hydrogen and methane addition on combustion characteristics, emissions, and performance of a CI engine // International Journal of Hydrogen Energy. 2016. Т. 41. № 2. — С. 1313-1325.

2. Navid A., Ghadamkheir K., Hasche A., Zareei J., Krause H., Eckart S. Combustion analysis of methane-hydrogen port injection

combined with OMEEn/Diesel spray injection in an RCCI engine // International Journal of Hydrogen Energy. 2024. Т. 54. — С. 1319-1328.

3. Di Iorio S., Sementa P., Vaglieco B.M. Analysis of combustion of methane and hydrogen-methane blends in small DI SI (direct injection spark ignition) engine using advanced diagnostics // Energy. 2016. Т. 108. — С. 99-107.

4. Di Iorio S., Sementa P., Vaglieco B.M. Experimental investigation on the combustion process in a spark ignition optically accessible engine fueled with methane/hydrogen blends // International Journal of Hydrogen Energy. 2014. Т. 39. № 18. — С. 9809-9823.

5. Yoon W., Park J. Parametric study on combustion characteristics of virtual HCCI engine fueled with methane-hydrogen blends under low load conditions // International Journal of Hydrogen Energy. 2019. Т. 44. № 29. — С. 15511-15522.

6. Catapano F., Di Iorio S., Magno A., Sementa P., Vaglieco B.M. A comprehensive analysis of the effect of ethanol, methane and methane-hydrogen blend on the combustion process in a PFI (port fuel injection) engine // Energy. 2015. Т. 88. — С. 101-110.

7. Dawood F., Anda M., Shafiullah G.M. Hydrogen production for energy: An overview // International Journal of Hydrogen Energy. 2020. Т. 45. № 7. — С. 3847-3869.

8. Chiesa P., Lozza G., Mazzocchi L. Using Hydrogen as Gas Turbine Fuel // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. 2005. Т. 127. № 1. — С. 73-80.

9. Juste G.L. Hydrogen injection as additional fuel in gas turbine combustor. Evaluation of effects // International Journal of Hydrogen Energy. 2006. Т. 31. № 14. — С. 2112-2121.

Табл. 6.
Основные технические характеристики ГТУ

Характеристики	E135R	E150R-R	E135	E150R	E390R	E390	E2100R	E2100
Электрическая мощность, кВт	116	126	135	150	335	403	1839	2049
КПД, %	25	27,5	15	17	28	17	31,1	20,5
Температура выхлопных газов, °С	305	303	624	629	306	609	322	607
Расход выхлопных газов, кг/с	1,16	1,16	1,19	1,19	2,92	2,96	11,9	12,1
Выбросы NOx, мг/м ³	≤50 (15% O ₂)	6÷8	6÷8					
Шум на расстоянии 1 м от ГТУ, дБ(А)	75÷85	75÷85	75÷85	75÷85	≤50 (15% O ₂)			
Габариты, м	5,3x2,2x3,4	5,3x1,5x2,1	3,2x2,2x3,4	3,0x1,5x2,1	7,8x2,4x3,0	5,7x2,4x3,0	8,0x2,4x3,0	8,0x2,4x3,0
Вес, тонны	8,1	4,8	7,4	4	15,9	14,6	40	30
Напряжение на клеммах генератора, В	400	400	400	400	-	-	-	-
Минимальная температура наружного воздуха, °С	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40	-40

10. Taamallah S., Vogiatzaki K., Alzahrani F.M., Mokheimer E.M.A., Habib M.A., Ghoniem A.F. Fuel flexibility, stability and emissions in premixed hydrogen-rich gas turbine combustion: Technology, fundamentals, and numerical simulations // Applied Energy. 2015. T. 154. — С. 1020-1047.

11. Nemitallah M.A., Haque M.A., Hussain M., Abdelhafez A., Habib M.A. Stratified and Hydrogen Combustion Techniques for Higher Turndown and Lower Emissions in Gas Turbine. Wirsum M., Horikawa A., Okada K., Kazari M. NOx Correlation for an Industrial 10 MW Non-Premixed Gas Turbine Combustor for High Hydrogen Fuels. 2016.

12. Park S., Choi G., Tanahashi M. Combustion characteristics of syngas on scaled gas turbine combustor in pressurized condition: Pressure, H₂/CO ratio, and N₂ dilution of fuel // Fuel Processing Technology. 2018. T. 175. — С. 104-112.

13. Коз Y., Yağlı H., Гцггыль A., Коз A. Analysing the performance, fuel cost and emission parameters of the 50 MW simple and recuperative gas turbine cycles using natural gas and hydrogen as fuel // International Journal of Hydrogen Energy. 2020. T. 45. № 41. — С. 22138-22147.

14. BP Energy Outlook: 2019 edition. Available at: (<https://www.bp.com/content/dam/bp/businesssites/en/global/corporate/pdfs/energyeconomics/energy-outlook/bp-energy-outlook2019.pdf>) (accessed 01.04.2019)

15. UNCTAD/RMT/2017. Available at: https://unctad.org/en/PublicationsLibrary/rmt2017_en.pdf (accessed 01.04.2019).

16. IMO Train the Trainer (TTT) Course on Energy Efficient Ship Operation. Module 2 – Ship Energy Efficiency Regulations and Related Guidelines. 2016. Available at: <http://www.imo.org/en/OurWork/Environment/PollutionPrevention/AirPollution/Pages/IMOTrain-the-Trainer-Course.aspx> (accessed 01.04.2019)

17. LNG Carriers with ME-GI Engine and – High Pressure Gas Supply System. MAN Diesel & Turbo. 5510-0026-04ppr Sep 2014. – Available at: <https://marine.mandieselturbo.com/docs/libraries/provider6/technical-papers/lng-carriers-with-high-pressure-gas-supply-system.pdf?sfvrsn=16> (accessed 01.04.2019).

18. Poran A, Tartakovsky L. Energy efficiency of a direct injection internal combustion engine with high-pressure methanol steam reforming. Energy, 2015; Vol. 88, pp. 506-514.