

УДК 620.9, 502.171

Исследование преимуществ сжигания жидких углеводородов в высокоскоростной струе перегретого водяного пара при сравнении с другими распылителями: CO₂, воздух*

И.С. Садкин^{1,2}, Е.П. Копьев¹, Е.Ю. Шадрин¹, М.А. Мухина¹

¹*Институт теплофизики им. С.А. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск*

²*Новосибирский государственный технический университет*

E-mail: sadkinvanya@mail.ru

Проведено экспериментальное исследование сжигания жидких углеводородов при их распыле струей перегретого водяного пара, углекислого газа и воздуха. На примере дизельного топлива получены результаты, направленные на выявление преимуществ использования в качестве распылителя-разбавителя перегретого водяного пара перед другими газами-разбавителями. Для этого изучались и сравнивались данные термометрических измерений, выполнялся газовый анализ промежуточных компонентов пламени при распылении топлива различными распылителями-разбавителями и проводилось сопоставление как полноты сгорания, так и вредных выбросов в конечных продуктах сгорания. Получено, что режим с воздушным распылением имеет более высокую температуру пламени (~150 °C) во всем измеряемом диапазоне по сравнению с паровым и углекислым распылением. При этом режимы с паром и углекислым газом имеют схожие температурные профили. Анализ уходящих газов показал, что при распылении паром снижение показателя NO_x достигает 25 и 70 % по отношению к углекислому газу и воздуху соответственно, что делает предпочтительным его использование в качестве распылителя-разбавителя при сжигании жидких топлив по сравнению с другими изученными газами.

Ключевые слова: жидкие углеводороды, горение, перегретый водяной пар, углекислый газ, снижение выбросов оксидов азота, полнота сгорания.

Введение

Современная повестка снижения вредных выбросов при сжигании топлив и проблема накопления углеводородных отходов в ходе производственной деятельности наряду с вопросом их безопасной утилизации стали причиной значительного внимания к области задач, связанных с повышением эффективности и экологичности сгорания

* Исследования тепловых и экологических показателей работы устройства при сжигании распыленного жидкого топлива различными агентами выполнены при финансовой поддержке Российского научного фонда (проект № 18-79-10134); изучение промежуточных компонентов пламени осуществлялось при финансовой поддержке Российского научного фонда (проект № 19-19-00443); проведение термометрических исследований осуществлялось в рамках государственного задания ИТ СО РАН (AAAA-121031800229-1).

углеводородных топлив. Основными выбросами, подлежащими регулированию, являются выбросы твердых частиц, CO, NO_x. Одним из решений по их снижению является метод низкотемпературного сгорания — Low-Temperature Combustion (LTC). Основная идея этого подхода заключается в реализации рециркуляции дымовых газов для уменьшения скорости химической реакции окисления вследствие снижения температуры горючей смеси [1] и увеличения времени пребывания частицы в топочном пространстве с целью более полного выгорания, как, например, в случае с топками с циркулирующим кипящим слоем. Таким образом обеспечивается одновременное снижение выбросов NO_x и сажи [2–5]. Вместо дымовых газов в качестве газа-разбавителя можно использовать другие вещества, допустим, углекислый газ [6]. В работе [7] было показано, что присутствие CO₂ в гептановоздушной смеси приводит к увеличению как задержки воспламенения первой стадии, так и второй при определенных концентрациях газа-разбавителя. Помимо углекислого газа, возможно использовать воду или водяной пар, которые к тому же на практике применяются для решения целого ряда задач: от снижения тепловой нагрузки и подавления детонации [8] в камере сгорания до диспергирования тяжелых топлив и сжигания водо-топливных эмульсий, а также эффективного снижения выбросов NO_x, для которых, как было показано в исследовании [6], использование технологии впрыска пара эффективнее технологии рециркуляционных газов. Снижение выбросов NO_x обычно связывают с повышением теплоемкости присутствующей смеси при горении топлив: водородо-воздушной [9], метано-воздушной [10, 11], пропан-бутановой [12]. В то же время в ряде работ [13] отмечалось, что добавление водяного пара приводит не только к разбавлению горючей смеси (физический эффект), но и способствует изменению процесса протекания некоторых элементарных реакций (химический эффект).

Ранее авторами настоящей работы проводились исследования процессов горения жидких топлив и углеводородных отходов с подачей в зону горения струи перегретого водяного пара, которая одновременно выступала в качестве распыляющего агента и газа-разбавителя. Результаты экспериментальных исследований были опубликованы в ряде работ, где рассматривалось сжигание дизельного топлива, отработанного машинного масла и мазута/нефти при использовании лабораторных атмосферных горелочных устройств оригинальной конструкции [14–17], позволяющих сжигать некондиционное топливо как в условиях открытого факела, так и в котельных установках. Было показано, что использование перегретого водяного пара позволяет снизить содержание оксидов азота в отработанных газах до 50% при высокой полноте сгорания. Последнее авторы связывают с эффективным диспергированием топлива и смесеобразованием в высокоскоростной струе пара, обеспечивающей дополнительно протекающие процессы паровой газификации и, соответственно, высокое выгорание топлива, а также с понижением температуры пламени за счет разбавления горючей смеси паром, в результате чего снижается образование «термического» NO_x. Следует отметить, что указанный способ сжигания является одним из перспективных путей утилизации низкокачественных топлив и производственных отходов, которые могут быть подвержены сжиганию. Это объясняется тем, что оригинальный способ подачи и распыла топлива исключает проблемы коксования топливоподающих каналов и не требует топливных форсунок, высокого давления подачи топлива и его качественной очистки, допуская к сжиганию загрязненные механическими примесями и водой жидкие углеводороды. Однако ранее не было показано, имеет ли подход распыления жидкого топлива перегретым водяным паром преимущества перед методом распыла другими распространенными газами-разбавителями. Таким образом, представляется

актуальной задачей сравнения характеристик горения распыленного жидкого углеводородного топлива при использовании различных распылителей-разбавителей.

Целью представленной работы является выявление преимуществ использования в качестве распылителя-разбавителя перегретого водяного пара перед другими газами-разбавителями при горении жидкого углеводородного топлива. Для этого в рамках настоящей работы проводятся экспериментальное исследование и сравнение характеристик горения жидкого топлива при его распыле струями различных веществ (перегретым водяным паром, углекислым газом (как одним из наиболее часто используемых газов-разбавителей), нагретым воздухом (выбран в качестве опорного сравнения)). Сравняются профили средней температуры пламени, результаты газового анализа промежуточных компонентов пламени при распылении топлива различными веществами, проводится сопоставление вредных выбросов в конечных продуктах сгорания, охлажденных в калориметре до температуры окружающей среды при измерении полноты сгорания. Данные характеристики являются ключевыми при оценке безопасности горелочных устройств и важны для верификации расчетных моделей.

Экспериментальная установка

Исследование характеристик горения жидких углеводородов при их распылении высокоскоростной струей различных веществ (перегретым паром, углекислым газом, воздухом) проводится на экспериментальной установке (см. рис. 1), которая применялась авторами ранее для определения тепловых и экологических показателей горелочных устройств различного типа. Основными элементами стенда являются система подачи

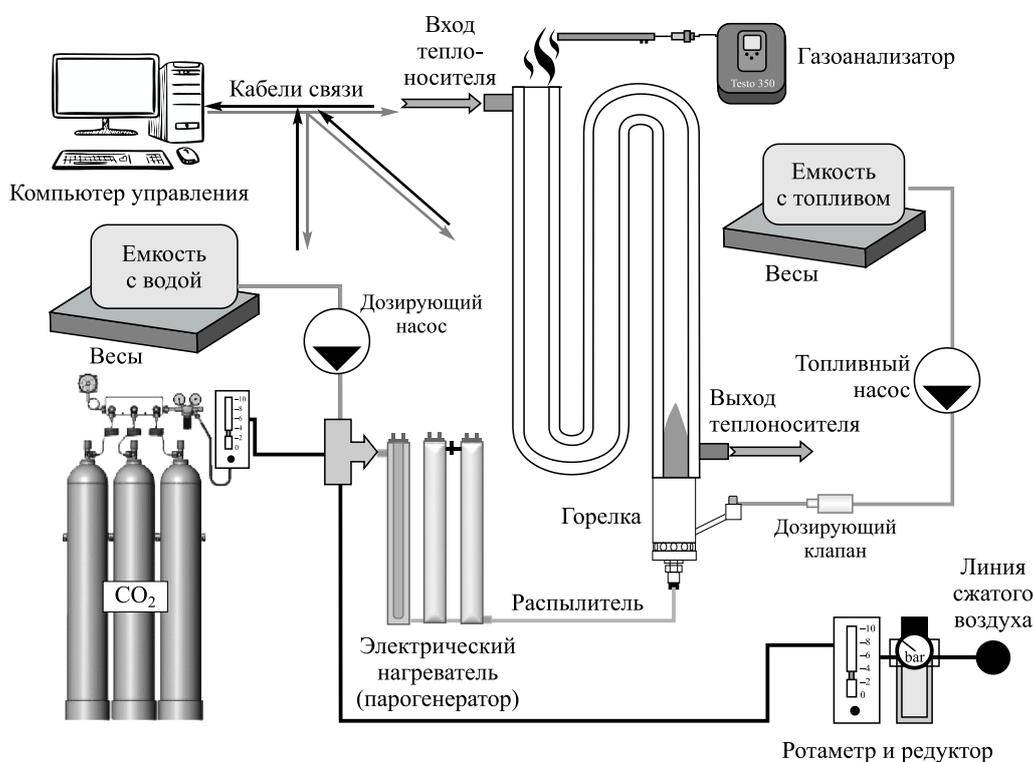


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментального стенда.

воды, сжатого воздуха и углекислого газа, электрический парогенератор, топливоподающая система, проточный калориметр и система газового анализа. Установка входит в состав уникальной научной установки УСУ «Крупномасштабный термогидродинамический стенд для исследования тепловых и газодинамических характеристик энергоустановок».

Стабильный массовый расход топлива (до 2 кг/ч) задается топливной форсункой и насосом, масса контролируется при помощи электронных весов Асом РС-100W-10Н (предел допускаемой погрешности 1 г). Для высоковязкого топлива используются системы подогрева (до 110 °С) и грубой очистки. Электрический парогенератор (средняя потребляемая мощность 1,5 кВт) позволяет на выходе получать перегретый водяной пар со следующими параметрами: температура — до 550 °С, давление — до 2 МПа, массовый расход — до 1,4 кг/ч [18]. Этот же парогенератор позволяет осуществлять нагрев других распылителей-разбавителей (углекислого газа, воздуха) до требуемых температур перед подачей на форсунку. Каналы парогенератора имеют прямоугольное сечение 4 × 2 мм, а их суммарная длина составляет 18 м. Стабильная подача воды в парогенератор обеспечивается плунжерным дозировочным насосом НД 0,5Р 1,6/100 К14А (класс точности — 0,5) с расходом до 1,6 л/ч, подача газов — системой редукторов, массовых расходомеров и ротаметров. Масса воды контролируется при помощи электронных весов Асом РС-100W-5 (предел допускаемой погрешности — 0,5 г). Более подробная схема и принцип работы установки показаны в работе [15].

Для изучения эколого-энергетических параметров сжигания жидких углеводородов в присутствии различных распылителей-разбавителей экспериментально исследовались следующие показатели: температура факела, состав промежуточных и конечных продуктов сгорания, полнота сгорания топлива.

Измерения температуры пламени проводились с помощью платинородий-платинородиевой термопары типа В, которая перемещалась внутри пламени при помощи автоматизированного координатно-перемещающего устройства (пространственный шаг составлял 10 мм вдоль факела, время измерения в точке — не менее 10 с, время задержки перед измерениями в точке — 7 с).

Для проведения газового анализа промежуточных продуктов реакции в пламени горелки использовался газоанализатор «Тест-1». Прибор позволяет регистрировать компоненты с погрешностью не более ± 0,2 % об. в диапазоне измеренных значений до 5 %, в диапазонах свыше этого прибор имеет погрешность 5 % отн. (см. табл. 1). Для контроля состава газообразных конечных продуктов использовался газоанализатор TESTO 350, имеющий погрешность ± 2 ppm при измеренных значениях до 40 ppm, при значениях свыше этого прибор имеет погрешность 5 % отн. (см. табл. 2).

Забор проб продуктов реакции проводился на выходе проточного калориметра, который использовался для определения полноты сгорания топлива в горелочном устройстве. Количество тепла определялось по разности измеренной температуры теплоносителя на выходе и входе при заданном расходе (суммарная погрешность измерения ± 2,5 %) [15].

Таблица 1

Диапазон измерений газоанализатора «Тест-1»

Компонент	СО	H ₂	C _n H _m	СО ₂	O ₂	NO	NO ₂
Диапазон измерений, объемная доля	0–10 %	0–40 %	0–20 %	0–20 %	0–21 %	0–5000 ppm	0–3000 ppm

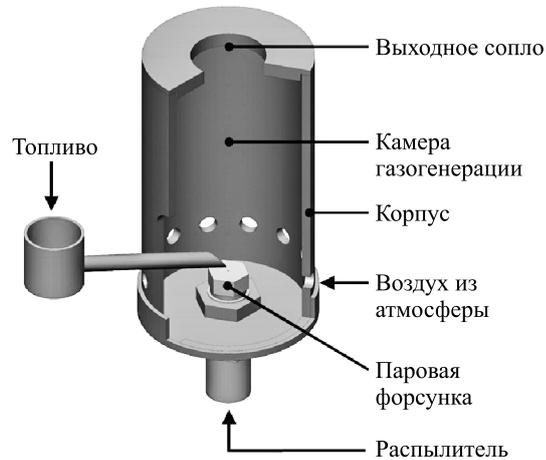
Таблица 2

Диапазон измерений газоанализатора TESTO 350

Компонент	CO	CO ₂	O ₂	NO	NO ₂
Диапазон измерений, объемная доля	0–500 ppm	0–20 %	0–21 %	0–500 ppm	0–500 ppm

Рис. 2. Схема распылительного горелочного устройства атмосферного типа.

Для проведения экспериментального исследования использовалось лабораторное атмосферное горелочное устройство распылительного типа [19], схема которого показана на рис. 2. Основными конструктивными элементами горелки являются: камера газогенерации, состоящая из вертикального цилиндрического корпуса и выходного сопла (диаметр выходного отверстия составляет 25 мм); основание с равномерно расположенными по окружности подводящими каналами воздуха; паровая форсунка, установленная вертикально вверх в центре основания; трубка топливоподдачи со скошенным концом, подведенным на расстоянии 2 мм от отверстия паровой форсунки. Принцип действия устройства основан на распылении жидкого топлива высокоскоростной струей газа с последующим сжиганием полученной газотопливной смеси. В настоящей работе исследуется три различных распылителя-разбавителя: водяной пар, воздух и углекислый газ. Распылитель-разбавитель впрыскивается в камеру сгорания через форсунку, имеющую отверстие диаметром 0,6 мм. Жидкое топливо подается в высокоскоростную струю, проходящую вблизи форсунки на расстоянии 2–3 мм. В результате взаимодействия образуется однородный топливный спрей в пределах угла раскрытия струи. За счет поступающего через отверстия в основании горелки воздуха происходит частичное окисление образовавшегося спрея, что необходимо для поддержания горения основной части газотопливной смеси во внешнем факеле устройства. Стабилизации пламени горелки и ее работа обеспечиваются за счет наличия выходного сопла, которое создает аэродинамический режим. Образуется зона рециркуляции, которая характеризуется тем, что часть топлива, в том числе окисленного за счет подаваемого в камеру газогенерации воздуха, остается внутри горелочного устройства и инициирует воспламенение поступающей смеси.



Параметры эксперимента

Изучение сжигания жидкого топлива при его распыле высокоскоростной струей водяного пара, воздуха и углекислого газа проводилось на примере дизельного топлива. Данный тип топлива был выбран исходя из того, что он имеет широкое практическое применение, при этом в его состав входят длинные цепочки углеводородов, представляющие определенную сложность в организации низкоэмиссионного сжигания. Таким образом, предполагается, что возможно выявить преимущества использования для распыла топлива перегретого водяного пара при его сравнении с распылом топлива другими газами (воздух, углекислый газ). Характеристики топлива представлены в табл. 3.

Таблица 3

Характеристики сжигаемого топлива — дизеля

Плотность, кг/м ³	Вязкость, сСт	Низшая теплота сгорания, МДж/кг	Высшая теплота сгорания, МДж/кг	Элементный состав, %			
				С	Н	S	N
840	4,1	42,3	44,9	84,6	13,6	0,4	0,6

Режимные параметры — расход дизельного топлива и распылителя-разбавителя — выбирались так, чтобы они соответствовали мощности горелочного устройства ~ 15 кВт и возможностям испытательного огневого стенда. Расход перегретого водяного пара задавался на основе ранее проведенных экспериментов, исходя из оптимального соотношения пар/топливо, при котором наблюдается наибольшая полнота сгорания и минимальные выбросы [20]. Расход распылителя подбирался таким образом, чтобы обеспечить равенство импульсов струй, согласно [21]. Такое положение соблюдалось исходя из необходимости обеспечения сопоставимых условий по качеству распыла топлива, которое зависит от интенсивности воздействия струи на подаваемый поток топлива, и равенства присосов воздуха внутрь горелочного устройства через отверстия в корпусе, вызванных эжекционным эффектом высокоскоростной струи. Температура подаваемого распылителя-разбавителя устанавливалась на уровне температуры водяного пара 250 ± 10 °С, которая обеспечивает уверенный перегрев на 80–100 градусов. Характеристики исследуемых режимов представлены в табл. 4.

При анализе вредных выбросов в ходе работы горелочного устройства использовались рекомендации, представленные в европейском стандарте для горелочных устройств DIN EN:267. Содержание CO и NO_x в дымовых газах, определяемое газоанализатором [ppm], пересчитывалось в удельные величины выбросов [мг/кВтч], которые возможно сопоставлять с нормативными документами и мировыми аналогами. Для пересчета концентраций NO_x и CO использовались следующие формулы (EN:267):

$$\text{NO}_x = \text{NO}_{x(\text{ppm})} \cdot 2,056 \left(\frac{21}{21 - \text{O}_{\text{meas}}} \right) \cdot \left(\frac{V_0}{Q_{\text{lhv}}} \right), \quad (1)$$

$$\text{CO} = \text{CO}_{(\text{ppm})} 1,25 \left(\frac{21}{21 - \text{O}_{\text{meas}}} \right) \cdot \left(\frac{V_0}{Q_{\text{lhv}}} \right), \quad (2)$$

где 2,056 и 1,25 — плотность NO_x и CO соответственно при нормальных условиях, кг/м³; NO_{x(ppm)} и CO_(ppm) — измеренное содержание соответствующих соединений в уходящих газах, ppm; O_{meas} — измеренное содержание кислорода в уходящих газах, об. %; Q_{lhv} — низшая удельная теплота сгорания топлива, кВтч/кг (для дизеля ~ 11,86 кВтч/кг);

Таблица 4

Режимы работы горелочного устройства

Расход топлива, кг/ч	1,2		
	Пар	Воздух	CO ₂
Распылитель-разбавитель	0,8	1,07	1,3
Расход распылителя-разбавителя, кг/ч	6,2	7	6,1
Давление, атм	250 ± 10		
Температура распылителя-разбавителя, °С	2,1	1,03	1,04
Теплоемкость распылителя-разбавителя, кДж/кг	0,207	0,205	0,211
Импульс струи, Н			

V_0 — теоретический требуемый для полного сгорания 1 кг топлива объем сухого воздуха, $\text{м}^3/\text{кг}$ (для дизеля $\sim 10,46 \text{ м}^3/\text{кг}$).

Результаты и анализ

В результате проведения исследований были получены профили содержания промежуточных компонент в пламени горелочного устройства. На рис. 3 приведено покомпонентное сравнение характера изменения концентрации промежуточных компонентов пламени дизельного топлива в зависимости от типа распылителя-разбавителя. Можно отметить, что независимо от типа распылителя-разбавителя изменение промежуточных

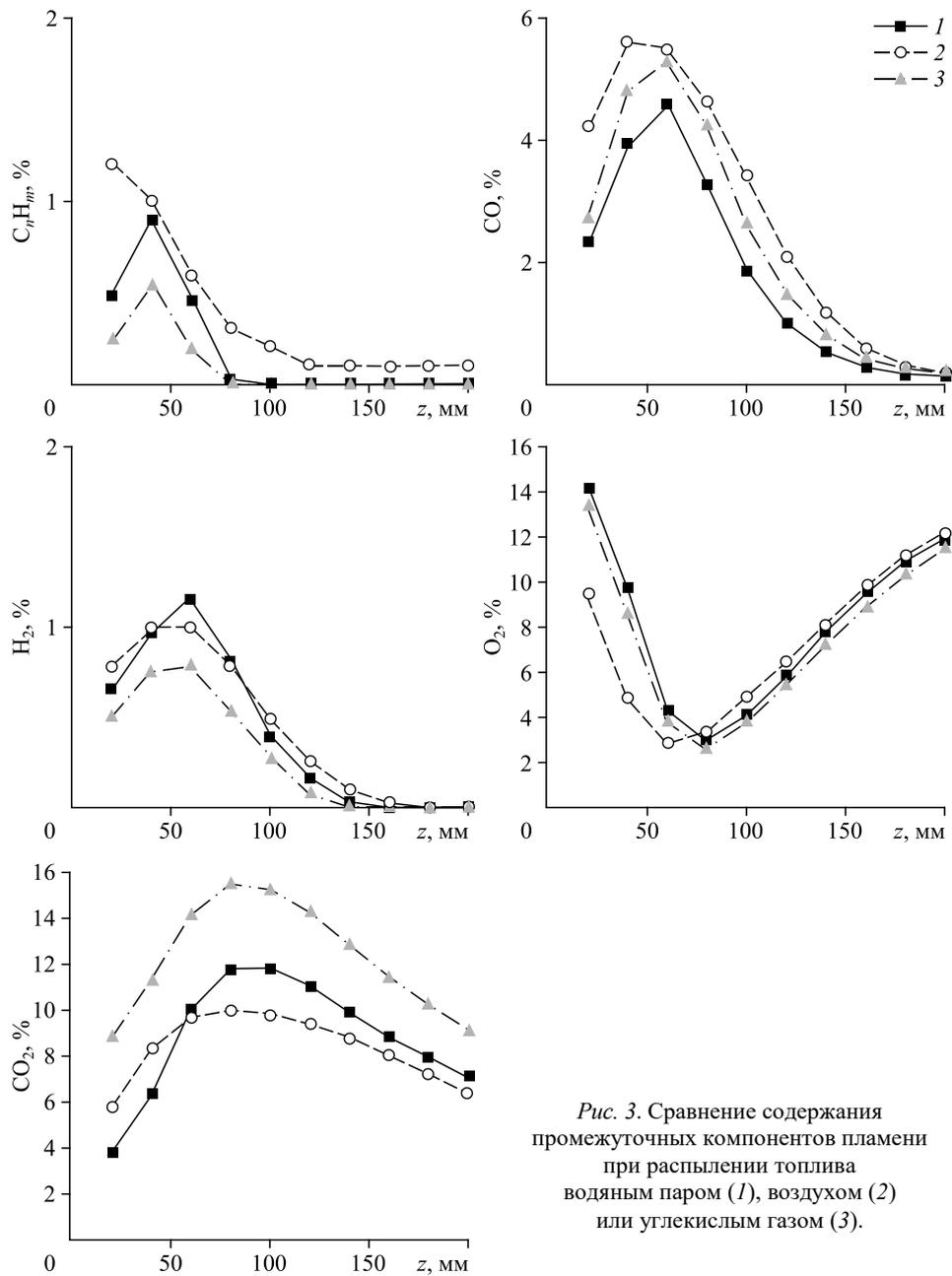


Рис. 3. Сравнение содержания промежуточных компонентов пламени при распылении топлива водяным паром (1), воздухом (2) или углекислым газом (3).

компонентов имеет одинаковый вид, соответствующий диффузионным пламенам. Во всех случаях концентрация кислорода после выхода из горелочного устройства сокращается и достигает определенного минимума, а концентрация углекислого газа, наоборот, достигает максимума.

При распылении топлива паром и углекислым газом минимальное содержание кислорода фиксируется на расстоянии ≈ 80 мм от сопла горелки и в обоих случаях составляет около 3 %. При этом невозможно оценить степень диссоциации водяного пара и его вклад в содержание кислорода в исследуемых точках. Однако максимум концентрации CO_2 , совпадающий с точкой минимума O_2 , существенно отличается для сравниваемых режимов. В случае распыла с CO_2 максимальная концентрация данного газа в пламени примерно на 1/3 выше, чем при распыле паром. Это объясняется вводом дополнительного количества углекислоты за счет распыляющей струи. Расход CO_2 на распыление (1,3 кг/ч) составляет примерно 1/3 от количества CO_2 , которое получается при сжигании 1,2 кг/ч дизельного топлива.

В случае с воздушным распылением минимальная концентрация кислорода наблюдается ближе к выходу из сопла горелки (≈ 60 мм), что свидетельствует о более раннем догорании топлива. Предположительно это связано с большим содержанием кислорода внутри горелочного устройства за счет воздуха-распылителя, который дополнительно инициирует горение. В частности, это подтверждается тем, что содержание кислорода на выходе из горелочного устройства ниже, а углекислого газа — выше, чем в режиме с паровым распылом.

Таким образом, зоны с максимальным значением CO_2 и минимальным O_2 для всех режимов находятся на некотором одинаковом расстоянии от основания факела, что может указывать на следующее. Во-первых, имеет место догорание топлива по мере притока внешнего воздуха из окружающей среды, за счет чего происходит дальнейшее разбавление компонентов и рост содержания углекислого газа и кислорода. Во-вторых, это дает возможность оценки скорости смешения топливно-газовоздушной (скорость поступления воздуха из внешней атмосферы к оси симметрии факела) струи с окружающей средой в основании факела:

$$v_{\text{см}} = \frac{d_{\text{out_nossle}}}{2z_{\text{O}_2 \text{ min}}} v_{\text{flow}}, \quad (3)$$

здесь $v_{\text{см}}$ — скорость смешения топливно-газовоздушной смеси, м/с; $d_{\text{out_nossle}}$ — диаметр выходного сопла, м; $z_{\text{O}_2 \text{ min}}$ — расстояние от выходного сопла до точки минимальной концентрации кислорода в пламени, м; v_{flow} — средняя скорость движения потока, м/с.

В работе [21] было показано, что профиль скорости потока вдоль оси симметрии горелки при давлении распылителя выше 3 атм для рассматриваемого подхода распыла топлива практически не меняется. Таким образом, для всех типов распылителя будет схожая скорость смешения топливно-газовоздушной смеси, что и отмечается положениями минимума O_2 на рис. 3. Расчет по формуле (3) дает значение для скорости смешения $\sim 3,5$ м/с.

При сравнении режимов по каждой отдельной полученной газоанализатором компоненте можно заметить, что профили H_2 и C_nH_m в пределах погрешности имеют схожий вид. При замещении перегретого пара углекислым газом наблюдается увеличение концентраций CO , что вызвано частичным распадом CO_2 на монооксид углерода и кислород в пламени горелочного устройства, а также реакциями восстановления под действием высоких температур и наличия избытка углерода внутри камеры газогенерации.

Рис. 4. Профили температур вдоль оси симметрии пламени при распылении топлива различными агентами: паром (1), воздухом (2), углекислым газом (3).

В то же время при использовании воздуха наблюдаются еще большие значения для CO , сопоставимые с использованием углекислого газа, что может указывать на активное окисление топлива при недостатке окислителя в камере газогенерации.

Сравнение температурных профилей вдоль оси горелочного устройства (см. рис. 4)

показывает, что режим с воздушным распылением имеет более высокую температуру пламени во всем измеряемом диапазоне по сравнению с паровым и углекислотным распылением. Максимум температуры достигается на расстоянии около 40 мм от сопла горелки и составляет $1900\text{ }^\circ\text{C}$, что почти на $150\text{ }^\circ\text{C}$ выше, чем в режимах с распылом водяным паром или CO_2 . Такой характер зависимости объясняется эффектом разбавления горючей смеси, в результате которого повышается общая теплоемкость, а температура снижается. Наложение температурных кривых для пара и CO_2 связано с сопоставимым эффектом разбавления, который достигается за счет того, что углекислый газ хотя и имеет меньшую теплоемкость в сравнении с водяным паром, но подается в большем количестве (см. табл. 4).

Определение полноты сгорания топлива в горелочном устройстве и анализ состава газообразных конечных продуктов, полученных на проточном калориметре с установленным газоаналитическим оборудованием, показали, что для всех типов распылителя для выбранных режимов в пределах погрешности метода измерения (2,5 % отн. [15]) получены высокие значения полноты сгорания топлива, близкие к наивысшей теплоте сгорания дизельного топлива ($\sim 44,9\text{ МДж/кг}$). При этом отмечается, что наименьшее содержание токсичных веществ (монооксида углерода и оксидов азота) получено в режиме с паровым распылом, следом располагается режим работы с углекислым газом, а наибольшие выбросы фиксируются при распылении воздушной струей (см. табл. 5).

При пересчете полученных значений содержания токсичных компонент в уходящих газах из объемного содержания (ppm) в массовые (мг/кВтч) по формулам (1) и (2) было определено, что при распылении паром снижение показателя NO_x достигает 25 и 70 % по отношению к углекислому газу и воздуху соответственно (см. табл. 6). Схожие результаты также отмечались в работах [22 – 24].

Анализируя результаты, представленные на рис. 4 и в табл. 5, можно предположить, что, исходя из схожих профилей средней температуры между режимами с подачей

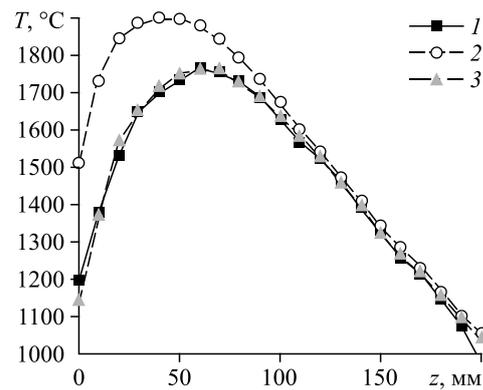


Таблица 5
Содержание вредных выбросов в уходящих газах

Распылитель	Пар	Воздух	CO_2
Полученная теплота сгорания топлива, МДж/кг	44,3	44,0	44,6
O_{meas} , об. %	4,0	4,7	3,2
Коэффициент избытка воздуха (оценка)	1,22	1,28	1,18
$\text{CO}_{(\text{ppm})}$, ppm	27	43	37
$\text{NO}_{x(\text{ppm})}$, ppm	35	57	45

Таблица 6

Соответствие выбросов вредных веществ при работе горелочного устройства мировым стандартам

Европейские нормативы выбросов по DIN EN 267:2011-11			
Класс	1	2	3
Вредные вещества			
CO, мг/кВтч	≤ 110	≤ 110	≤ 60
NO _x , мг/кВтч	≤ 250	≤ 185	≤ 120
Фактические показатели исследуемой горелки			
Тип распылителя	CO мг/кВтч	NO _x мг/кВтч	Класс по EN 267
Водяной пар	37	77	3
Воздух	61	133	2
CO ₂	48	96	3

пара и углекислого газа, следует ожидать равный физический эффект от присутствия газа-разбавителя, а соответственно, и близкие показатели по содержанию вредных выбросов. Однако при подаче CO₂ отмечаются более высокие показатели для CO и NO_x, чем при распыле топлива перегретым водяным паром (табл. 5). При этом оценочные значения коэффициента избытка воздуха для этих режимов достаточно близки. Следовательно, можно сделать вывод о наличии дополнительных механизмов влияния пара на процесс горения, к которым относится химический эффект.

При сопоставлении полученных значений монооксида углерода и оксидов азота для различных режимов с нормативными показателями EN:267 выявлено, что они удовлетворяют самому жесткому — 3 классу, а при подаче воздуха — только 2 классу. Однако в случае подачи углекислоты значения содержания оксидов азота близки к границе допустимых концентраций класса, что делает использование перегретого водяного пара предпочтительней при варьировании рабочих параметров устройства для практических приложений. Таким образом, основным преимуществом использования перегретого водяного пара в качестве распылителя-разбавителя перед CO₂ и воздухом является снижение содержания NO_x на 25 и 70 %, что соответствует концентрации NO_x и CO в выбросах самому жесткому — 3 классу европейского стандарта. Помимо этого, высокая полнота сгорания топлива при сжигании в струе пара также является ключевым показателем, что в совокупности характеризует такой способ как более безопасный и эффективный.

Заключение

На примере дизельного топлива проведено исследование экологических и тепловых показателей сжигания жидких углеводородов, распыляемых различными газами (перегретым водяным паром, нагретым углекислым газом и воздухом), для выявления преимуществ использования в качестве распылителя-разбавителя перегретого водяного пара. Выбор режимных параметров работы горелочного устройства и подаваемого распылителя-разбавителя осуществлялся исходя из того, что для всех рабочих режимов горелочного устройства импульс струи должен быть одинаков.

В работе изучались следующие основные характеристики процесса сжигания: температура факела, состав промежуточных и конечных продуктов сгорания, полнота сгорания топлива при различных режимах работы устройства. В ходе анализа промежуточных компонентов процесса горения топлива вдоль оси симметрии пламени отмечалось, что при замещении перегретого пара углекислым газом наблюдается увеличение концентраций CO, что вызвано частичным распадом CO₂ на монооксид углерода и кислород

в пламени горелочного устройства, а также реакциями восстановления под действием высоких температур и наличием избытка углерода внутри камеры газогенерации. В то же время при использовании воздуха наблюдаются еще большие значения для CO, сопоставимые со случаем использования углекислого газа, что может указывать на активное окисление топлива при недостатке окислителя в камере газогенерации. Также получено, что режим с воздушным распылением имеет более высокую температуру пламени (~150 °C) во всем измеряемом диапазоне по сравнению с паровым и углекислым режимами распыления.

Анализ уходящих газов показал, что при распылении паром снижение показателя NO_x достигает 25 и 70 % по отношению к углекислому газу и воздуху соответственно. При этом оценочные значения коэффициент избытка воздуха для режимов с паром и CO₂ достаточно близки, что свидетельствует о дополнительных механизмах влияния пара на процесс горения (химический эффект). При сопоставлении полученных значений монооксида углерода и оксидов азота для различных режимов с нормативными показателями EN:267 обнаружено, что при использовании пара и углекислого газа они удовлетворяют самому строгому — 3 классу, а в случае воздуха — только 2 классу. Однако в случае подачи углекислоты значения содержания оксидов азота близки к границе допустимых концентраций класса, что делает использование перегретого водяного пара предпочтительней при варьировании рабочих параметров устройства для практических приложений.

Список литературы

1. Lu X., Han D., Huang Z. Fuel design and management for the control of advanced compression-ignition combustion modes // *Progress in Energy and Combustion Sci.* 2011. Vol. 37, Iss. 6. P. 741–783.
2. Kook S., Bae C., Miles P.C., Choi D., Pickett L.M. The influence of charge dilution and injection timing on low-temperature diesel combustion and emissions // *SAE Transactions.* 2005. P. 1575–1595.
3. Yao M., Zheng Z., Liu H. Progress and recent trends in homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines // *Progress in Energy and Combustion Sci.* 2009. Vol. 35, Iss. 5. P. 398–437.
4. Ke X., Engblom M., Yang H., Brink A., Lyu J.F., Zhang M., Zhao B. Prediction and minimization of NO_x emission in a circulating fluidized bed combustor: A comprehensive mathematical model for CFB combustion // *Fuel.* 2022. Vol. 309. P. 122133-1–122133-12.
5. El Sheikh K., Ryabov G.A., Hamid M.D., Bukharkina T.V., Hussain M.A. The generation and suppression of NO_x and N₂O emissions in the oxy-fuel combustion process with recycled CO₂ (an overview) // *Thermal Engng.* 2020. Vol. 67, Iss. 1. P. 1–9.
6. Lee M.C., Seo S.B., Yoon J., Kim M., Yoon Y. Experimental study on the effect of N₂, CO₂, and steam dilution on the combustion performance of H₂ and CO synthetic gas in an industrial gas turbine // *Fuel.* 2012. Vol. 102. P. 431–438.
7. Liu Y., Sheng Y., Wei P., Zhang L., Yao S., Liu H., Sun H. The third body effect of carbon dioxide on N-heptane ignition delay characteristics under O₂/CO₂ conditions // *Combustion Sci. and Technology.* 2021. P. 1–19.
8. Li A., Zheng Z., Peng T. Effect of water injection on the knock, combustion, and emissions of a direct injection gasoline engine // *Fuel.* 2020. Vol. 268. P. 117376-1–117376-17.
9. Le Cong T., Dagaut P. Experimental and detailed modeling study of the effect of water vapor on the kinetics of combustion of hydrogen and natural gas, impact on NO_x // *Energy and Fuels.* 2009. Vol. 23, Iss. 2. P. 725–734.
10. Zou C., Song Y., Li G., Cao S., He Y., Zheng C. The chemical mechanism of steam's effect on the temperature in methane oxy-steam combustion // *Intern. J. Heat and Mass Transfer.* 2014. Vol. 75. P. 12–18.
11. Albin E., Nawroth H., Göke S., D'Angelo Y., Paschereit C.O. Experimental investigation of burning velocities of ultra-wet methane-air-steam mixtures // *Fuel Processing Technology.* 2013. Vol. 107. P. 27–35.
12. Honzawa T., Kai R., Seino M., Nishiie T., Suzuki Y., Okada A., Wazaki K., Kurose R. Numerical and experimental investigations on turbulent combustion fields generated by large-scale submerged combustion vaporizer burners with water spray equipment // *J. Natural Gas Sci. and Engng.* 2020. Vol. 76. P. 103158-1–103158-13.
13. Cui G., Dong Z., Wang S., Xing X., Shan T., Li Z. Effect of the water on the flame characteristics of methane hydrate combustion // *Applied Energy.* 2020. Vol. 259. P. 114205-1–114205-11.

14. Алексеев С.В., Ануфриев И.С., Вигриянов М.С., Копьев Е.П., Шарыпов О.В. Характеристики процесса сжигания дизельного топлива в горелочном устройстве с подачей струи перегретого водяного пара // Физика горения и взрыва. 2016. Т. 52, № 3. С. 37–44.
15. Anufriev I.S., Alekseenko S.V., Sharyпов O.V., Koryuev E.P. Diesel fuel combustion in a direct-flow evaporative burner with superheated steam supply // Fuel. 2019. Vol. 254. P. 115723-1–115723-8.
16. Алексеев С.В., Ануфриев И.С., Арсентьев С.С., Вигриянов М.С., Копьев Е.П., Шарыпов О.В. Влияние параметров перегретого водяного пара на процесс горения жидких углеводородов // Теплофизика и аэромеханика. 2019. Т. 26, № 1. С. 109–113.
17. Anufriev I.S., Koryuev E.P., Sadkin I.S., Mukhina M.A. Diesel and waste oil combustion in a new steam burner with low NO_x emission // Fuel. 2021. Vol. 290. P. 120100-1–120100-9.
18. Пат. 2701970 РФ, МПК⁵¹ F22B 1/28, F22B 27/14. Электрический парогенератор / Копьев Е.П., Вигриянов М.С., Ануфриев И.С., Шарыпов О.В., Осинцев Я.А.; патентообладатель ИТ СО РАН. № 2019101397; заявл. 17.01.2019; опубл. 02.10.2019, Бюлл. № 28.
19. Пат. 2684300 РФ, МПК⁵¹ F23L 7/100, F23D 5/04. Паромазляное горелочное устройство / Ануфриев И.С., Вигриянов М.С., Алексеев С.В., Шарыпов О.В., Копьев Е.П.; патентообладатель ИТ СО РАН. № 2018105056; заявл. 09.02.2018; опубл. 05.04.2019, Бюлл. № 10.
20. Anufriev I.S., Koryuev E.P. Diesel fuel combustion by spraying in a superheated steam jet // Fuel Processing Technologies. 2019. Vol. 192. P. 154–169.
21. Ануфриев И.С., Красинский Д.В., Шадрин Е.Ю., Копьев Е.П., Шарыпов О.В. Исследование структуры газового потока, истекающего из форсунки горелочного устройства распылительного типа // Теплофизика и аэромеханика. 2019. Т. 26, № 5. С. 703–718.
22. Parlak A., Ayhan V., Üst Y., Sahri B. New method to reduce NO_x emissions of diesel engines: electronically controlled steam injection system // J. Energy Institute. 2012. Vol. 85, Iss. 3. P. 135–139.
23. Gonca G., Sahin B., Parlak A. The effects of steam injection on the performance and emission parameters of a Miller cycle diesel engine // Energy. 2014. Vol. 78. P. 266–275.
24. Veinblat M., Vaibikov V., Katoshevski D., Wiesman Z., Tartakovskiy L. Impact of various blends of linseed oil-derived biodiesel on combustion and particle emissions of a compression ignition engine — a comparison with diesel soybean fuels // Energy Conversation and Management. 2018. Vol. 178. P. 178–189.

*Статья поступила в редакцию 7 сентября 2022 г.,
после доработки — 3 октября 2022 г.,
принята к публикации 8 декабря 2022 г.*