

УДК 62-643; 536.462; 544.332.3; 662.613

Исследование процессов горения жидких углеводородов при распылении струей перегретого водяного пара*

И.С. Ануфриев*Институт теплофизики СО РАН, Новосибирск, 630090, Россия**Новосибирский государственный технический университет, Новосибирск, 630073, Россия**e-mail: anufriev@itp.nsc.ru*

Поступила в редакцию 15.02.2019

После доработки 25.02.2019

Принята к публикации 08.03.2019

Исследован процесс горения жидких углеводородов при распылении струей перегретого водяного пара. В прямоточном атмосферном горелочном устройстве на примере дизельного топлива изучено влияние режимных параметров на характеристики горения: тепловыделение, газовый состав продуктов сгорания, температуру факела. Найдены зависимости основных теплотехнических и экологических показателей горелки от расхода перегретого водяного пара и расхода топлива. Максимальная полнота сгорания топлива достигает 98.6%. С ростом массовой доли пара (до 50%) наблюдается снижение содержания оксидов азота. Минимальные значения содержания оксида углерода достигают 5 мг/кВт·ч, при этом уровень содержания оксидов азота является максимальным, но не превышает 90 мг/кВт·ч, что соответствует 3 классу по нормативу EN 267. Найдена эмпирическая зависимость, позволяющая для заданной мощности горелки определить значения расхода пара и топлива, обеспечивающие минимальные выбросы CO.

Ключевые слова: горелочное устройство, дизельное топливо, перегретый водяной пар, распыление топлива, лабораторные исследования, температура факела, теплота сгорания, газовый анализ.

Введение

Поиск эффективных способов использования жидких углеводородов привлекает большое внимание ученых на протяжении многих десятилетий. Разработаны и внедрены в производство многочисленные технологии, относящиеся к отраслям нефтепереработки, химической промышленности, теплоэнергетики. Постоянный рост спроса на этот вид сырьевых ресурсов приводит не только к их дефициту, но и к накоплению огромного объема отходов, не находящих применения и создающих угрозу экологическому благополучию. Значительная часть этих отходов не пригодна для регенерации, но может подвергаться сжиганию. Известные технологии сжигания не обеспечивают со-

ответствие современным экологическим нормам и требуют дополнительной дорогостоящей системы очистки дымовых газов. Кроме этого, для них характерны проблемы эксплуатации, связанные с коксованием внутренних поверхностей и др. Благодаря отсутствию эффективных технологий экологически безопасной утилизации данный вид дешевого энергоносителя в настоящее время не востребован и продолжает накапливаться, усугубляя экологические риски. Создание указанных технологий возможно лишь на современной научной основе и требует проведения всесторонних исследований с применением передовых методов.

В ИТ СО РАН предложен способ сжигания жидкого углеводородного топлива в потоке перегретого водяного пара, при котором происходит газификация углеродосодержащих частиц неполного сгорания жидких углеводородов. На

* Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда (проект № 18-79-10134).

горелочных устройствах испарительного типа было показано [1], что подача перегретого водяного пара в зону горения жидких углеводородов резко интенсифицирует горение и снижает концентрацию токсичных продуктов сгорания.

Известны работы, посвященные исследованиям методов снижения содержания NO_x при сжигании водо-топливных эмульсий [2–4] и впрыска пара в дизельных двигателях [5–8]. В работе [2] отмечается снижение выбросов NO_x и CO при содержании 15% воды в эмульсии с сохранением производительности двигателя. Авторы работы [3] в результате испытаний двигателя в широком диапазоне нагрузок и скоростей двигателя показали значительное сокращение выбросов загрязняющих веществ без ухудшения удельного расхода топлива. Результаты работы [4] показали, что при добавлении воды в масло и дальнейшем образовании пара из воды увеличивается давление в двигателе, в результате чего повышается мощность двигателя, но при этом снижается температура в камере. Авторы работы [5] наблюдали увеличение крутящего момента дизельного двигателя, эффективной мощности и существенное уменьшение содержания NO при непосредственном впрыске пара в камеру сгорания. В работе [6] исследовали влияние инъекции пара на атмосферный двигатель, работающий на биодизеле, показано сокращение выбросов NO_x и дыма при небольшом увеличении выбросов HC и CO . Авторы работы [7] отмечают повышения эффективности характеристик горения и снижение выбросов дизельного двигателя при совместном воздействии инъекции пара и хлорида железа (FeCl_3) в качестве топливной добавки.

Для сжигания жидких углеводородов в струе перегретого водяного пара [9] также характерны устойчивое воспламенение, высокая полнота сгорания топлива, экономичность, возможность практической реализации в автономных горелочных устройствах различной мощности. Результаты проведенного комплекса экспериментальных исследований на испарительных горелках свидетельствуют в пользу того, что способ сжигания в струе перегретого водяного пара является перспективным для решения задачи эффективной и экологически безопасной утилизации некондиционных жидких углеводородов и горючих производственных отходов с получением тепловой энергии [10–13]. Однако

сжигание таких видов топлива в испарительных горелках вызывает ряд проблем, связанных с неустойчивостью воспламенения этих топлив, высокой нестабильностью горения в топочной камере, относительно быстрым коксованием поверхностей горелок и др. Поэтому для сжигания некондиционных жидких углеводородов в режиме с паровой газификацией необходимы разработка и исследование принципиально иных способов подачи топлива и смешения его с водяным паром.

Для диспергирования жидкого топлива в горелочных устройствах, как правило, применяют распылительные форсунки [14–16]. Такие устройства эффективны для сжигания качественных видов топлива (керосина, бензина, дизеля). Для сжигания некондиционных жидких топлив и отходов применение форсунок малопродуктивно. Возникают проблемы, связанные с очисткой топлива и засорением каналов форсунки, коксованием, вызванные налипанием топлива на внешние поверхности форсунки, приводящие со временем к сбою в работе горелочных устройств.

Одним из перспективных способов распыла некондиционных жидких углеводородов является техническое решение, основанное на взаимодействии жидкости с высокоскоростным потоком пара [17]. Отличительной особенностью данного способа является то, что топливо и распыляющая среда (несущая фаза) – водяной пар – предварительно не смешаны друг с другом: перегретый пар выходит из пневматической форсунки в виде струи, в которую подается жидкое топливо, в результате чего формируется мелкодисперсный газочапельный поток. На практике это является важным преимуществом, поскольку нет контакта жидкого топлива с форсункой, что предотвращает коксование ее поверхностей и последующие сбои в работе горелочного устройства. Для снижения выбросов оксидов азота и повышения полноты сгорания топлива важно обеспечить высокую однородность газочапельного потока, максимально мелкое дробление топлива, высокую стабильность факела. С целью поиска оптимальных режимных параметров для создания и последующего воспламенения газочапельного потока (расход и температура несущей фазы, соотношение расходов несущей фазы и топлива, преимущественный размер и концентрация капель топлива,

характерное время релаксации дисперсной фазы) необходимо детальное экспериментальное исследование процессов диспергирования и горения топлива. В работе [18] при помощи оптических методов измерений установлены зависимости размеров капель от расхода пара, найдены режимы, при которых достигается наименьший размер капель в потоке до 30 мкм (для дизельного топлива и отработанного автомобильного масла).

В развитие предыдущих исследований [10–13] в данной работе на примере дизельного топлива экспериментально изучается процесс горения жидких углеводородов при распылении струей перегретого водяного пара. Основной целью исследования является изучение влияния режимных параметров на основные характеристики процесса горения (тепловыделение, состав продуктов сгорания и температура внешнего факела).

Экспериментальные установки и методики измерений

Схема лабораторного образца атмосферного горелочного устройства, используемого в работе, показана на рис. 1, а. Все элементы горелки изготовлены из стали 12Х18Н10Т. Основные составные части горелочного устройства: корпус, образующий вместе с выходным соплом камеру газогенерации; основание; паровая форсунка (диаметр 0.6 мм) с держателем и паропроводом;

топливопровод с топливоприемником. Внешний диаметр горелки 60 мм, высота 140 мм, диаметр выходного отверстия 25 мм. Топливоподающая трубка установлена под острым углом к горизонту, конец трубки расположен в непосредственной близости у основания паровой струи и имеет скос. Конструкция горелочного устройства обеспечивает устойчивую подачу топлива и дальнейшее формирование однородного газочапельного потока. Конструкцией предусмотрен естественный приток воздуха из атмосферы в зону реакции – через отверстия в нижней части корпуса. Атмосферный воздух необходим для воспламенения жидкого топлива. Топливо подается в горелочное устройство через топливопровод. Соединенная с внешним парогенератором паровая форсунка (полный угол раскрытия струи 17°) установлена соосно у основания камеры газогенерации и ориентирована вертикально вверх.

В горелочном устройстве реализована следующая схема диспергирования и сжигания жидкого топлива (см. рис. 1, а). Насос подает воду с заданным расходом в предварительно нагретый парогенератор, из которого пар поступает в горелочное устройство и нагревает его элементы. Автоматическое управление мощностью парогенератора обеспечивает достижение заданной температуры перегретого пара. Высокоскоростная струя перегретого водяного пара истекает из паровой форсунки в камеру газогенерации. Че-

рез топливоподающую трубку в основание паровой струи натекает жидкое топливо с заданным расходом, в результате чего формируется однородный мелкодисперсный газочапельный поток. Помимо распыления топлива перегретый водяной пар повышает температуру топливных капель, что интенсифицирует массообмен и смесеобразование, способствуя устойчивому воспламенению. Поджигание диспергированного топлива в начале процесса осуществляется внешней га-

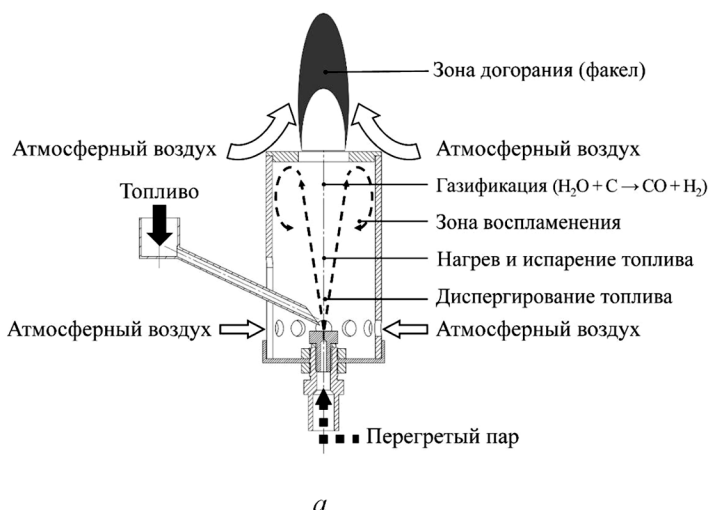


Рис. 1. Схема процесса горения в горелочном устройстве (а) и визуализация процесса горения в горелке со стеклянным корпусом (б)

зовой горелкой через воздухоподводящие отверстия в нижней части корпуса. В результате натекания струи на внутреннюю плоскость сопла в периферийной зоне формируется область рециркуляции, в которой инициируется воспламенение при пуске и стабилизируется воспламенение паромасляной струи при работе устройства. Вместе с тем в зоне горения происходит паровая газификация продуктов термического разложения топлива [19], что также повышает показатели сжигания жидких углеводородов. Образующаяся горючая смесь CO и H₂ догорает в факеле, смешиваясь с кислородом из внешней атмосферы (рис. 1, б).

Тепловыделение q при сжигании дизельного топлива с распылением струей перегретого водяного пара определялось в установившемся режиме работы устройства как разность между тепловой энергией, полученной рабочим телом от продуктов реакции, и энергией, затрачиваемой на поддержание процесса (в единицу времени). Для измерения тепловой мощности при различных режимных параметрах применялся проточный калориметр [11]. Факел горелочного устройства вводился во внутренний канал калориметра после установления постоянной разности температуры воды на входе и на выходе. Температура теплоносителя (воды) измерялась на входе и на выходе калориметра при установившемся стационарном тепловом режиме хромель-алюмелевыми термопарами.

Для контроля состава газообразных продуктов горения (O₂, CO, NO, NO₂, SO₂, CO₂) использовался газоанализатор TESTO 350 (погрешность $\pm 5\%$). Забор проб продуктов реакции проводился на выходе калориметра.

Для контроля режимов работы горелочного устройства платиновой-платиновой термопарой (диаметром 0.3 мм) измерялась температура пламени. Измерены профили температуры во внешнем факеле в плоскости симметрии горелки. Рабочий спай термопары перемещался при помощи автоматизированного координатно-перемещающего устройства (пространственный шаг 10 мм вдоль факела и 3 мм в радиальном направлении, время измерения в точке не менее 10 с, время задержки перед измерениями в точке 7 с).

Эксперименты по измерению тепловыделения, состава продуктов сгорания и температуры пламени проводились при различных режимах

работы горелочного устройства: при расходе пара F_v в диапазоне 0.2–1.4 кг/ч и расходе топлива F_f в диапазоне 0.4–2.2 кг/ч (отклонения при регулировке от заданных средних значений расходов – в пределах $\pm 5\%$ для пара и $\pm 2,5\%$ для топлива). Диапазон значений F_v соответствует рабочему диапазону дозирующего водяного насоса, а также производительности лабораторного парогенератора, необходимой для перегрева пара до заданной температуры. Пределы расхода топлива F_f соответствуют допустимой мощности горелочного устройства при лабораторных измерениях. Ранее установлено [13], что температура перегретого водяного пара оказывает слабое влияние на основные показатели сжигания жидкого топлива, поэтому измерения проведены при постоянной температуре пара $T_s = (260 \pm 10)^\circ\text{C}$, обеспечивающей достаточный перегрев пара для протекания реакции и в то же время – минимальные затраты энергии на перегрев пара.

Результаты исследований и их анализ

На рис. 2 показана карта режимов с характерными фотографиями внешнего факела. Границы области I построены по результатам визуальных наблюдений срыва пламени, который зависит от отношения окислитель/горючее. Границы области III построены на основе результатов газового анализа и связаны с ограничениями газоанализатора по максимальным концентрациям CO более 500 ppm. Исследования характеристик сжигания проводились в области II, при этом относительный массовый расход пара $\gamma = F_v/F_f$ изменялся от 0.2 до 1.0, а массовая доля пара в смеси с топливом $\omega_v = F_v/(F_f + F_v) \cdot 100\%$ варьировалась от 17 до 48%.

Получены данные о тепловыделении, составе охлажденных продуктов сгорания и температуре внешнего факела при сжигании дизельного топлива с распылением струей перегретого водяного пара в прямоточном горелочном устройстве. Измерения проведены при различном расходе пара и топлива и постоянной температуре пара $T_s = (260 \pm 10)^\circ\text{C}$. Режимные параметры пара приведены в табл. 1. Давление пара p в зависимости от значений F_v и T_s составляло от 0.25 до 1.20 МПа, перегрев пара $(T_s - T_b)$ достигал 135°C .

Длина факела (характерный продольный размер светящейся зоны) в каждом режиме изме-

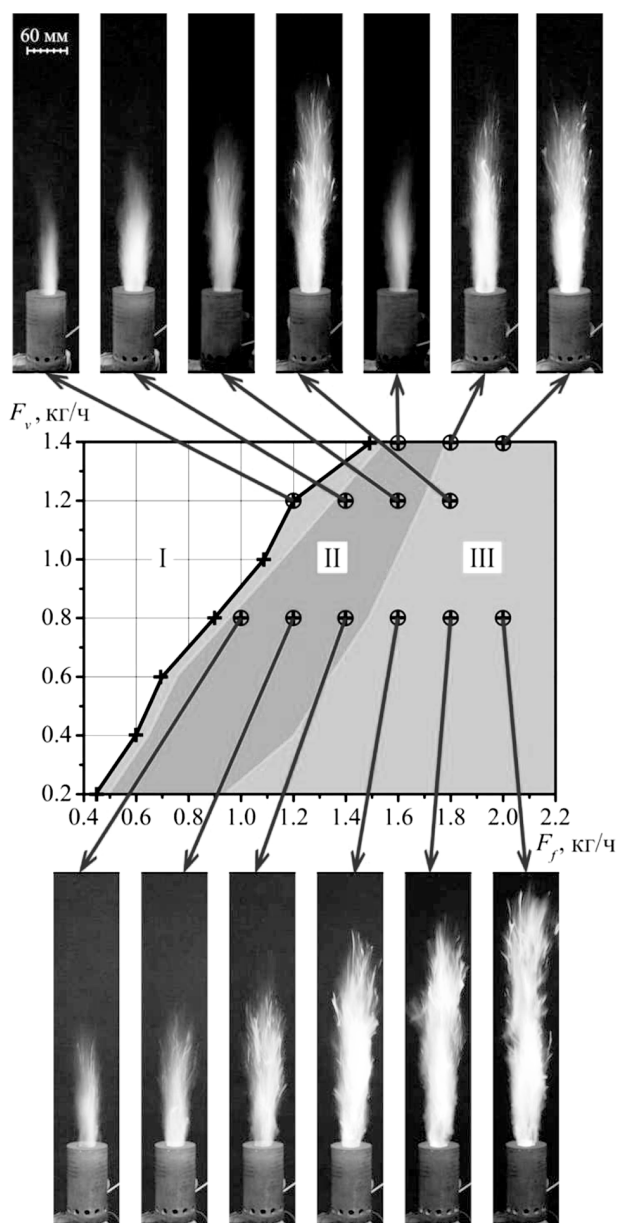


Рис. 2. Карта режимов при сжигании дизельного топлива в струе перегретого водяного пара и характерный вид внешнего факела при $T_s = (260 \pm 10)^\circ\text{C}$: I – срыв пламени (символами «+» обозначены режимы, при которых зафиксирован срыв пламени); II – область устойчивого горения (измерительная область); III – пламя с высоким содержанием CO в продуктах сгорания (500 ppm)

рялась визуально по серии фотографий в последовательные моменты времени. Средняя по времени длина факела изменяется от 0.1 до 0.5 м при увеличении F_f от 0.4 до 2.2 кг/ч (рис. 3, а). С ростом расхода пара (при постоянном расходе топлива) размер факела уменьшается, что связано с увеличением импульса струи (силы реакции струи) при повышении давления в парогенераторе. С увеличением

Таблица 1. Параметры пара в парогенераторе при $T_s = (260 \pm 10)^\circ\text{C}$

№	F_v , кг/ч	p , кПа	$T_s - T_b$, °C
1	0.211	255	135
2	0.305	335	116
3	0.408	420	114
4	0.498	509	107
5	0.588	582	108
6	0.701	660	101
7	0.798	782	95
8	0.910	812	84
9	1.001	894	74
10	1.128	967	72
11	1.205	1024	70
12	1.293	1129	59
13	1.370	1203	55

расхода топлива (при постоянном расходе пара), наоборот, размер факела увеличивается. При равном относительном расходе пара γ в разных режимах размеры (и внешний вид) факела одинаковые.

На рис. 3, б приведены значения удельного количества тепла, полученного от продуктов сгорания в калориметре. Максимальное значение $q = 44.3$ МДж/кг, соответствующее коэффициенту полноты сгорания топлива 98.6% (высшая полнота сгорания дизельного топлива 44.947 МДж/кг), достигается при $F_f = 1.4$ кг/ч и $F_v = 0.8$ кг/ч ($\gamma = 0.57$, $\omega_v = 36\%$), мощности $W = 17.2$ кВт; при этом количество CO и NO_x в расчете на 1 кВт·ч выделяемой тепловой энергии составляет: CO – 37 мг/кВт·ч, NO_x – 60 мг/кВт·ч.

Получена карта концентраций CO во всем исследуемом диапазоне расхода пара и топлива (рис. 3, в, д). Выявлена область с предельно низким содержанием оксида углерода в продуктах сгорания менее 50 ppm (см. рис. 3, в), в которой факел имеет преимущественно синий цвет. Наклон изолиний концентраций CO совпадает с наклоном линии срыва факела на $F_v - F_f$ диаграмме, а также с наклоном изолиний высоты факела (см. рис. 3, а). Причем зависимость концентраций CO от расхода пара и расхода топлива немонотонная. В области, близкой к срыву горения, наблюдается нестабильность воспламенения топлива (левая граница), что сопровождается увеличением концентрации CO в продуктах сгорания. Повышение содержания CO

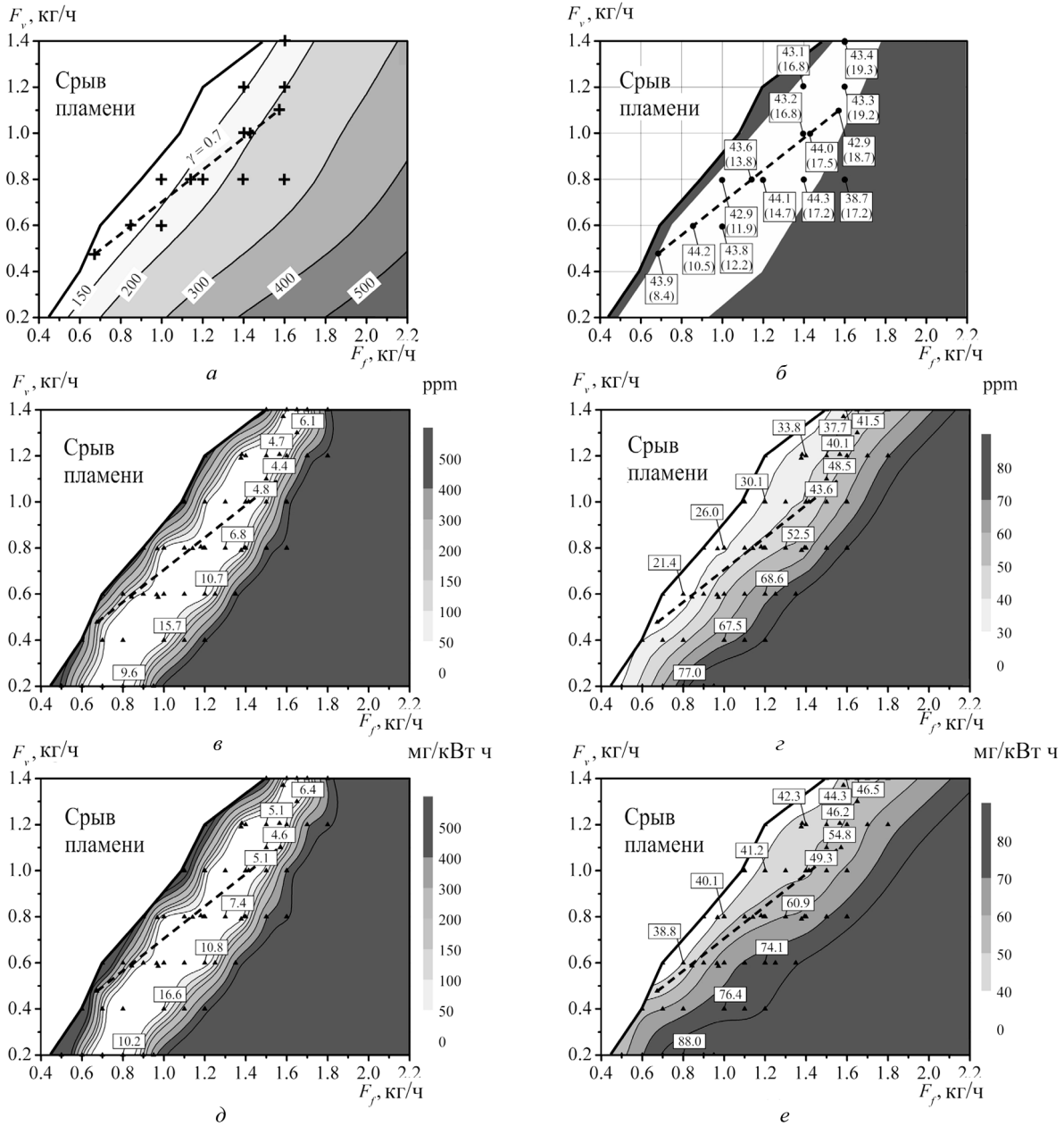


Рис. 3. Распределения основных характеристик сжигания дизельного топлива на $F_v - F_f$ диаграмме ($T_s = (260 \pm 10)^\circ\text{C}$): *a* – высота внешнего факела горелки мм, символами «+» обозначены исследуемые режимы при calorиметрических и термопарных измерениях; *б* – удельное количество тепла, полученное от продуктов сгорания в calorиметре q , МДж/кг, – верхнее значение, и тепловая мощность горелочного устройства W , кВт, – нижнее значение; *в* – концентрация CO в продуктах сгорания, ppm; *г* – концентрация NO_x в продуктах сгорания, ppm; *д* – концентрация CO в продуктах сгорания, мг/кВт·ч; *е* – концентрация NO_x в продуктах сгорания, мг/кВт·ч; Символами ▲ обозначены исследуемые режимы, изолинии построены на основе сплайн-интерполяции экспериментальных данных

на правой границе может быть связано с ограничениями размеров горелочного устройства, и соответственно, его мощности, что приводит к недожогу топлива. Это вызвано тем, что атмосферного воздуха, который поступает в горелочное устройство за счет эжекции паровой струи через воздухоподводящие отверстия

естественным способом (см. рис. 1, *a*), недостаточно для полного окисления заданного количества топлива. Это – особенность атмосферной горелки, в отличие от горелок с наддувом воздуха. Минимальное содержание CO наблюдается вдоль правой границы области II и достигает 5 мг/кВт·ч.

Карта концентраций NO_x (суммарно NO и NO_2) показана на рис. 3, *з, е*. Наклон изолиний для NO_x совпадает с данными для CO . Для всех исследованных режимов в области II (см. рис. 2) концентрация NO_x не превышает 80 ppm (рис. 3, *з*), что соответствует 90 мг/кВт·ч (рис. 3, *е*). Минимальная концентрация оксидов азота наблюдаются у левой границы области II, вблизи срыва пламени, и составляет около 40 мг/кВт·ч (рис. 3, *е*). Область минимальных концентраций NO_x соответствует области максимальной массовой доли пара в соотношении с

топливом ω_v , близкой к 50%. Вдоль линии минимальных концентраций CO (у правой границы) (см. рис. 3, *д*), уровень NO_x является максимальным, но не превышает 90 мг/кВт·ч (см. рис. 3, *е*).

На рис. 4 показаны зависимости q , W , содержания CO , NO_x и распределения температуры T внешнего факела от расхода пара и топлива при характерных режимах в области II (см. рис. 2). Небольшой рост q (рис. 4, *а*) наблюдается с ростом расхода топлива в диапазоне от 1.0 до 1.4 кг/ч (при этом массовая доля пара ω_v пони-

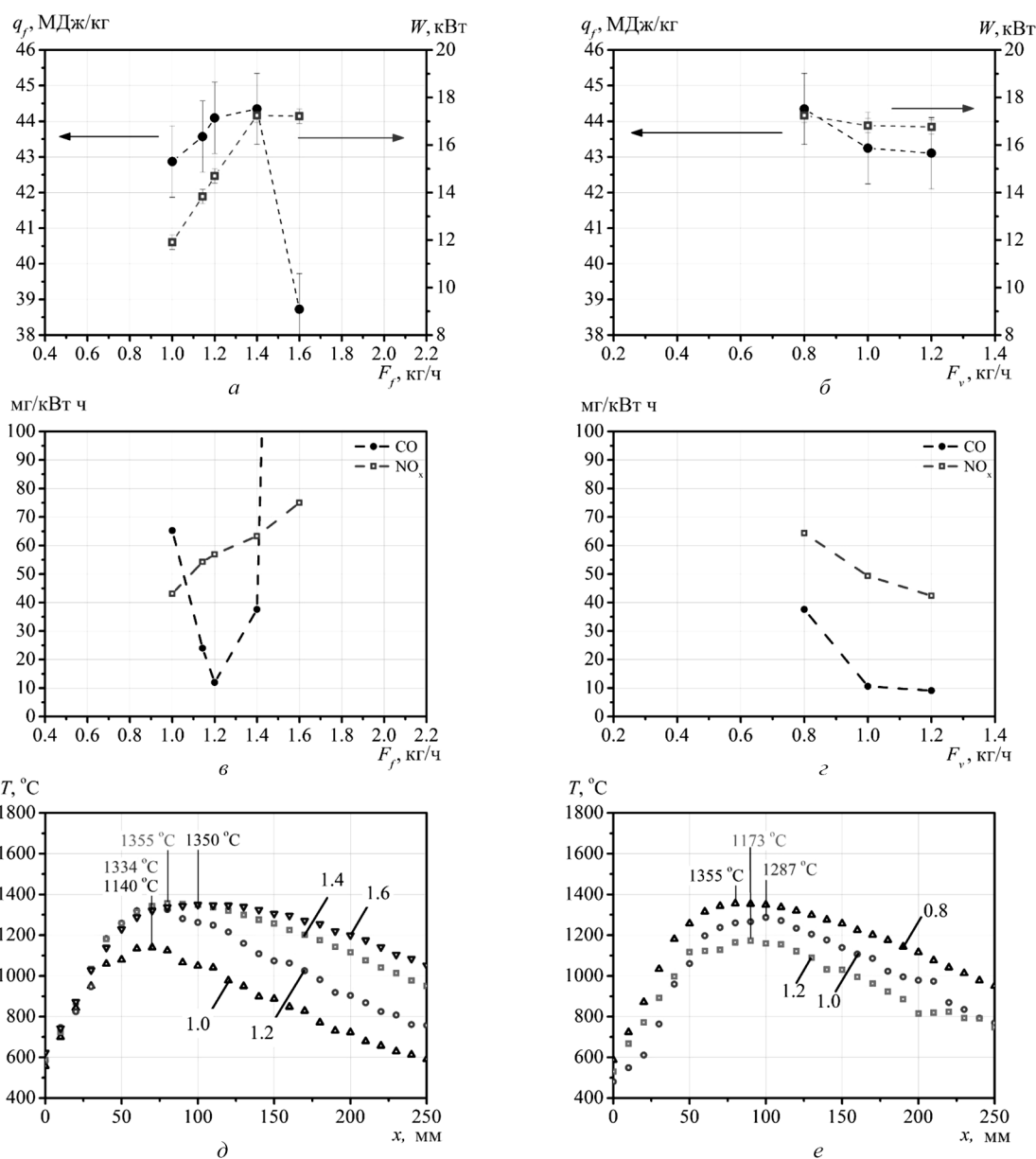


Рис. 4. Зависимости q , W , содержания CO , NO_x и температуры внешнего факела T ($T_s=(260\pm 10)^\circ\text{C}$): *а, в, д* – от расхода топлива F_f , кг/ч, при постоянном расходе пара ($F_v=0.8$ кг/ч) соответственно; *б, г, е* – от расхода пара F_v , кг/ч, при постоянном расходе топлива ($F_f=1.4$ кг/ч) соответственно

жается на 8%, с 44 до 36%), в этом же диапазоне F_f наблюдается значительное снижение содержания CO (рис. 4, в), а измеренная тепловая мощность горелки увеличивается линейно (рис. 4, а). Дальнейшее увеличение расхода топлива $F_f > 1.4$ кг/ч приводит к резкому росту содержания CO более 110 мг/кВт·ч (см. рис. 4, в) и снижению q на 12%, при этом увеличение тепловой мощности горелки прекращается (см. рис. 4, а). Это вызвано недожогом топлива и зависит, как отмечалось выше, от конструктивных особенностей горелочного устройства, связанных с недостатком окислителя (кислород воздуха), поступающего из атмосферы, при высоких расходах топлива (для постоянного расхода пара). Содержание NO_x увеличивается с ростом расхода топлива (при постоянном расходе пара) (см. рис. 4, в). Это связано с тем, что за счет увеличения мощности горелки увеличивается размер факела (см. рис. 3, а) и, соответственно, увеличиваются размеры высокотемпературной области внутри факела (профиль температуры становится шире, рис. 4, д), способствующей производству термических оксидов азота. Максимальная температура в этих режимах достигает 1355 °C (рис. 4, д).

С увеличением расхода пара (при постоянном расходе топлива) в области низких значений содержания CO удельное количество тепла изменяется в пределах погрешности измерений и близко к максимальному измеренному значению (см. рис. 4, б). В то же время, увеличение массовой доли пара ω_v на 10% (при постоянном расходе топлива) в рассматриваемом диапазоне расхода пара (0.8–1.2 кг/ч) приводит к значительному снижению содержания оксидов азота (до 40 мг/кВт·ч) и еще более значительному снижению содержания оксида углерода (до 8 мг/кВт·ч) (рис. 4, з). Основная причина подавления производства NO_x может быть связана со снижением температуры пламени (рис. 4, е) благодаря увеличению концентрации перегретого водяного пара, теп-

лоемкость которого выше, чем у воздуха [19]. Максимальная температура в факеле при этом понижается на 180 °C (см. рис. 4, е). А снижение содержания CO в этом диапазоне режимных параметров можно объяснить тем, что при увеличении расхода пара увеличивается давление в парогенераторе и, соответственно, повышается скорость паровой струи. В результате этого увеличивается сила реакции струи, что обеспечивает приток большего количества атмосферного воздуха (окислителя), т.е. увеличивается коэффициент избытка воздуха.

На основе полученных результатов для нахождения оптимальных режимных параметров (расход пара и топлива), обеспечивающих эффективное сжигание топлива для разной мощности горелки, получена аппроксимирующая зависимость для минимального содержания CO на $F_v - F_f$ диаграмме (рис. 5, а), которая имеет следующий вид линейной функции:

$$F_v = 1.5F_f - 1.1.$$

Наклон этой линии совпадает с изолиниями содержания CO, NO_x , высоты факела (в том числе линии срыва пламени). Установлено, что вдоль этой линии профиль температуры внешнего факела имеет одинаковый вид для разных режимов (рис. 5, б).

Жидкотопливные горелки известных мировых брендов (Vissmann, Weishaupt, Elco, Oilon и др.) по вредным выбросам соответствуют стандарту DINEN 267 (табл. 2) [20]. Для сравнения приведены характеристики популярных моделей

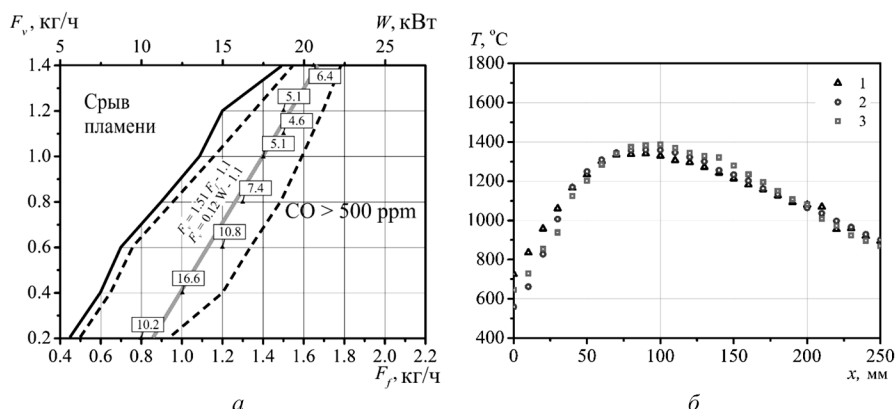


Рис. 5. Зависимость между расходом пара и расходом топлива для минимальных значений содержания CO, мг/кВт·ч, (а); б – распределение средней во времени температуры T во внешнем факеле вдоль вертикальной оси горелки при режимах вдоль линии $F_v = 1.5F_f - 1.1$ на $F_v - F_f$ диаграмме ($T_3 = (260 \pm 10)$ °C): 1 – $F_v = 0.8$ кг/ч, $F_f = 1.33$ кг/ч; 2 – $F_v = 1.0$ кг/ч, $F_f = 1.43$ кг/ч; 3 – $F_v = 1.2$ кг/ч, $F_f = 1.6$ кг/ч

Таблица 2. Нормативы по выбросам NO_x и CO . Характеристики горелок Weishaupt и исследуемой горелки

DIN EN 267:2011-11 EN 267:2009+A1:2011 (E)			Weishaupt		
Класс	Содержание NO_x , мг/кВт·ч	Содержание CO , мг/кВт·ч	Модель	Топливо	Мощность, кВт
1	≤ 250	≤ 110			
2	≤ 185	≤ 110	WL5/1-B WL5-A-H	Дизель Дизель	21.5–40 16.5–40
3	≤ 120	≤ 60	WL5-A-H 1LN (Blue flame)	Дизель	16.5–37
Паровая горелка:					
	≤ 90 (min 40)	≤ 50 (min 5)		Дизель	10–20

дизельных горелок известной мировой фирмы Weishaupt, некоторые из которых удовлетворяют лишь классу 2 норматива [21]. Исследуемая горелка по концентрациям CO и NO_x удовлетворяет самому жесткому 3-ему классу, а в некоторых режимах имеет более улучшенные показатели по CO в 12 раз, а по NO_x в 3 раза (см. табл. 2), что говорит о преимуществах технологии паровой газификации.

Заключение

В работе на примере дизельного топлива экспериментально исследован процесс горения жидких углеводородов при распылении струей перегретого водяного пара. Отличительной особенностью данного способа является то, что топливо и распыляющая среда (несущая фаза) – водяной пар – предварительно не смешаны друг с другом: жидкое топливо натекает в основание паровой струи, в результате чего формируется однородный мелкодисперсный газочапельный поток. Помимо распыления топлива, перегретый водяной пар повышает температуру топливных капель, что интенсифицирует массообмен и смесеобразование, способствуя устойчивому воспламенению. Вместе с тем в зоне горения происходит паровая газификация продуктов термического разложения топлива с образованием водяного газа.

В лабораторном образце горелки (мощностью до 20 кВт) изучено влияние режимных параметров на характеристики процесса горения в присутствии перегретого водяного пара: тепловыделение и состав продуктов сгорания, температура факела.

Впервые найдены зависимости основных теплотехнических и экологических показателей

горелки от расхода перегретого водяного пара и расхода жидкого топлива – получены режимные карты параметров сжигания при постоянной температуре пара 260 °С (степень перегрева 55–135 °С), в том числе: установлена граница срыва пламени, найдена область устойчивого горения и зона с высоким содержанием CO в продуктах сгорания. Концентрация перегретого водяного пара в смеси с топливом при этом достигает 48%. Средняя по времени длина факела изменяется от 0.1 до 0.5 м.

Максимальное значение тепловыделения в лабораторном образце горелочного устройства 44.3 МДж/кг, что соответствует полноте выгорания топлива 98.6%, достигается при расходе топлива 1.4 кг/ч и расходе пара 0.8 кг/ч при мощности горелки 17.2 кВт. Минимальные значения содержания оксида углерода достигают 5 мг/кВт·ч, при этом уровень содержания оксидов азота является максимальным, но не превышает 90 мг/кВт·ч. Установлено, что с ростом массовой доли пара наблюдается снижение содержания оксидов азота, основная причина этого может быть связана со снижением температуры пламени благодаря увеличению концентрации перегретого водяного пара, теплоемкость которого выше, чем у воздуха. Исследуемая горелка по концентрациям CO и NO_x удовлетворяет 3-му классу по нормативу EN 267, а в некоторых режимах имеет более улучшенные показатели: по CO в 12 раз, а по NO_x в 3 раза, что говорит о преимуществах технологии паровой газификации. Найдена эмпирическая зависимость, позволяющая для заданной мощности горелки определить значения расхода пара и топлива, обеспечивающие минимальные выбросы CO . Максимальная температура в факеле

зависит и от расхода пара, и от расхода топлива и достигает 1355 °С.

Полученные результаты востребованы для научного обоснования энергоэффективных и экологически безопасных способов утилизации некондиционных жидких углеводородов с получением тепловой энергии, а также верификации математической модели и численного моделирования процесса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Alekseenko S.V., Pashchenko S.E., Salomatov V.V.** Nanocluster initiation of offgrade hydrocarbon fuels // *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*. 2010. V. 83. N4. P. 729–741. DOI: 10.1007/s10891-010-0403-6
2. **Nadeem M., Rangkuti C., Anuar K., Haq M.R.U., Tan I.B., Shah S.S.** Diesel engine performance and emission evaluation using emulsified fuels stabilized by conventional and gemini surfactants // *Fuel*. 2006. V. 85. P. 2111–2119. DOI: 10.1016/j.fuel.2006.03.013
3. **Samec N., Kegl B., Dibble R.W.** Numerical and experimental study of water/oil emulsified fuel combustion in a diesel engine // *Fuel*. 2002. V. 81. P. 2035–2044. DOI: 10.1016/S0016-2361(02)00135-7
4. **Wang L.P., Fu W.B.** An analysis of the combustion characters and the mechanism of oil-consumption economy for diesel engines using water-blended oil // *Fuel Processing Technology*. 2001. V. 72. N1. P. 47–61. DOI: 10.1016/S0378-3820(01)00183-7
5. **Kökkülünk G., Gonca G., Ayhan V., Cesur İ., Parlak A.** Theoretical and experimental investigation of diesel engine with steam injection system on performance and emission parameters // *Applied Thermal Engineering*. 2013. V. 54. N1. P. 161–170. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.01.034
6. **Parlak A., Ayhan V., Cesur İ., Kökkülünk G.** Investigation of the effects of steam injection on performance and emissions of a diesel engine fuelled with tobacco seed oil methyl ester // *Fuel Processing Technology*. 2013. V. 116. P. 101–109. DOI: 10.1016/j.fuproc.2013.05.006
7. **Mohapatra D., Swain R.K., Jena S.P., Acharya S.K., Patnaik P.P.** Effect of steam injection and FeCl₃ as fuel additive on performance of thermal barrier coated diesel engine // *Sustainable Environment Research*. 2018. V. 28. N5. P. 247–255. DOI: 10.1016/j.serj.2018.03.004
8. **Williams A.** Combustion of liquid fuel sprays. Butterworth-Heinemann, 1990. DOI: 10.1016/C2013-0-00958-9
9. **Вигриянов М.С., Саломатов В.В., Алексеенко С.В.** Способ бессажного сжигания топлива. Патент РФ 2219435. 2003.
10. **Anufriev I.S., Baklanov A.M., Borovkova O.V., Vigrayanov M.S., Leshchevich V.V., Sharypov O.V.** Investigation of soot nanoparticles during combustion of liquid hydrocarbons with injection of a superheated steam jet into the combustion region // *Combustion, Explosion, and Shock Waves*. 2017. V. 53. N2. P. 140–148. DOI: 10.1134/S0010508217020034
11. **Alekseenko S.V., Anufriev I.S., Vigrayanov M.S., Kopyev E.P., Sharypov O.V.** Characteristics of diesel fuel combustion in a burner with injection of a superheated steam jet // *Combustion, Explosion, and Shock Waves*. 2016. V. 52. N3. P. 286–293. DOI: 10.1134/S0010508216030059
12. **Alekseenko S.V., Anufriev I.S., Vigrayanov M.S., Dulin V.M., Kopyev E.P., Sharypov O.V.** Steam-enhanced regime for liquid hydrocarbons combustion: velocity distribution in the burner flame // *Thermophysics and Aeromechanics*. 2014. V. 21. N3. P. 393–396. DOI: 10.1134/S0869864314030123
13. **Алексеенко 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. DOI: 10.1134/S0869864319010104
14. **Gad H.M., Ibrahim I.A., Abdel-baky M.E., Abd El-samed A.K., Farag T.M.** Experimental study of diesel fuel atomization performance of air blast atomizer // *Experimental Thermal and Fluid Science*. 2018. V. 99. P. 211–218. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2018.07.006
15. **Yao C., Geng P., Yin Z., Hu J., Chen D., Ju Y.** Impacts of nozzle geometry on spray combustion of high pressure common rail injectors in a constant volume combustion chamber // *Fuel*. 2016. V. 179. P. 235–245. DOI: 10.1016/j.fuel.2016.03.097
16. **Furuhata T., Kawata T., Mizukoshi N., Arai M.** Effect of steam addition pathways on NO reduction characteristics in a can-type spray combustor // *Fuel*. 2010. V. 89. N10. P. 3119–3126. DOI: 10.1016/j.fuel.2010.05.018
17. **Вигриянов М.С.** Горелочное устройство. Патент РФ 2450207. 2012.
18. **Anufriev I.S., Kopyev E.P., Shadrin E.Y.** Investigating characteristics of liquid hydrocarbon spraying by a steam jet // *MATEC Web of Conferences*. 2017. Vol. 115. 05010. DOI: 10.1051/mateconf/201711505010
19. **Dryer F.L.** Water addition to practical combustion systems – Concepts and applications // *Symposium (International) on Combustion*. 1977. V. 16. P. 279–295. DOI: 10.1016/S0082-0784(77)80332-9
20. **DIN EN 267:2011-11.** Automatic forced draught burners for liquid fuels.
21. <https://www.weishaupt.de/>

Studying combustion of liquid hydrocarbons while spraying by the superheated water steam jet

I.S. Anufriev

*Kutateladze Institute of Thermophysics, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences,
Novosibirsk, 630090, Russia
Novosibirsk State Technical University, Novosibirsk, 630073, Russia
e-mail: anufriev@itp.nsc.ru*

The article studies experimentally the process of liquid hydrocarbons combustion while spraying by the jet of superheated water vapor on an example of the diesel fuel. The distinctive feature of this method consists in the fact that both the fuel and the spraying medium (carrying phase) – water vapor – are not pre-mixed with each other: the liquid fuel flows on the steam jet base. As a result, the uniform fine gas-drop flow is formed. Besides the fuel spraying, the superheated steam increases the fuel drops temperature. This intensifies mass exchange and mixture formation facilitating the stable ignition. With that, the steam gasification of the fuel thermal decomposition products with water gas forming occurs in the combustion zone.

The operating parameters impact on the combustion process characteristics in the presence of superheated steam was studied with the burner laboratory breadboard (with up to 20 kW capacity), such as heat generation and combustion products composition, the flame temperature. The dependencies of the burner basic thermo-technical and ecological indicators on the flow rates of superheated water steam and fuel consumption were obtained. Maximal fuel combustion completeness reaches 98.6%.

With an increase in the steam mass fraction (up to 50%), a decrease in the nitrogen oxides content is observed. The minimum value of the carbon monoxide content is of 5 mg/kWh, the nitrogen oxides level herewith is maximal, but it does not exceed 90 mg/kWh, corresponding to class 3 by EN 267. An empirical relationship was obtained, which allowed determining the steam and fuel flow rates, ensuring minimal CO emissions for a given burner power. The maximal temperature in the flame depends on the steam and fuel flow rates, and it can reach 1355 °C.

Keywords: burner unit, diesel fuel, superheated steam, fuel spraying, laboratory research, flame temperature, combustion heat, gas analysis.

REFERENCES

1. Alekseenko S.V., Pashchenko S.E., Salomatov V.V. Nanocluster initiation of offgrade hydrocarbon fuels. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, 2010, vol. 83, no. 4, pp. 729–741. DOI: 10.1007/s10891-010-0403-6
2. Nadeem M., Rangkuti C., Anuar K., Haq M.R.U., Tan I.B., Shah S.S. Diesel engine performance and emission evaluation using emulsified fuels stabilized by conventional and gemini surfactants. *Fuel*, 2006, vol. 85, pp. 2111–2119. DOI: 10.1016/j.fuel.2006.03.013
3. Samec N., Kegl B., Dibble R.W. Numerical and experimental study of water/oil emulsified fuel combustion in a diesel engine. *Fuel*, 2002, vol. 81, pp. 2035–2044. DOI: 10.1016/S0016-2361(02)00135-7
4. Wang L.P., Fu W.B. An analysis of the combustion characters and the mechanism of oil-consumption economy for diesel engines using water-blended oil. *Fuel Processing Technology*, 2001, vol. 72, no. 1, pp. 47–61. DOI: 10.1016/S0378-3820(01)00183-7
5. Kökkülünk G., Gonca G., Ayhan V., Cesur İ., Parlak A. Theoretical and experimental investigation of diesel engine with steam injection system on performance and emission parameters. *Applied Thermal Engineering*, 2013, vol. 54, no. 1, pp. 161–170. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.01.034
6. Parlak A., Ayhan V., Cesur İ., Kökkülünk G. Investigation of the effects of steam injection on performance and emissions of a diesel engine fuelled with tobacco seed oil methyl ester. *Fuel Processing Technology*, 2013, vol. 116, pp. 101–109. DOI: 10.1016/j.fuproc.2013.05.006
7. Mohapatra D., Swain R.K., Jena S.P., Acharya S.K., Patnaik P.P. Effect of steam injection and FeCl₃ as fuel additive on performance of thermal barrier coated diesel engine. *Sustainable Environment Research*, 2018, vol. 28, no. 5, pp. 247–255. DOI: 10.1016/j.serj.2018.03.004
8. Williams A. *Combustion of liquid fuel sprays*. Butterworth-Heinemann, 1990. DOI: 10.1016/C2013-0-00958-9
9. Vigriyanov M.S., Salomatov V.V., Alekseenko S.V. *Sposob bessazhnogo szhiganiya topliva* [Method of massless combustion of fuel]. Patent RF no. 2219435, 2003. In Russ.
10. Anufriev I.S., Baklanov A.M., Borovkova O.V., Vigriyanov M.S., Leshchevich V.V., Sharypov O.V. Investigation of soot nanoparticles during combustion of liquid hydrocarbons with

- injection of a superheated steam jet into the combustion region. *Combustion, Explosion, and Shock Waves*, 2017, vol. 53, no. 2, pp. 140–148. DOI: 10.1134/S0010508217020034
11. **Alekseenko S.V., Anufriev I.S., Vigriyanov M.S., Kopyev E.P., Sharypov O.V.** Characteristics of diesel fuel combustion in a burner with injection of a superheated steam jet. *Combustion, Explosion, and Shock Waves*, 2016, vol. 52, no. 3, pp. 286–293. DOI: 10.1134/S0010508216030059
 12. **Alekseenko S.V., Anufriev I.S., Vigriyanov M.S., Dulin V.M., Kopyev E.P., Sharypov O.V.** Steam-enhanced regime for liquid hydrocarbons combustion: velocity distribution in the burner flame. *Thermophysics and Aeromechanics*, 2014, vol. 21, no. 3, pp. 393–396. DOI: 10.1134/S0869864314030123
 13. **Alekseenko S.V., Anufriev I.S., Arsentiev S.S., Vigriyanov M.S., Kopyev E.P., Sharypov O.V.** Effect of superheated steam parameters on combustion of liquid hydrocarbons. *Thermophysics and Aeromechanics*, 2019, vol. 26, no. 1, pp. 109–113. DOI: 10.1134/S0869864319010104
 14. **Gad H.M., Ibrahim I.A., Abdel-baky M.E., Abd El-samed A.K., Farag T.M.** Experimental study of diesel fuel atomization performance of air blast atomizer. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2018, vol. 99, pp. 211–218. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2018.07.006
 15. **Yao C., Geng P., Yin Z., Hu J., Chen D., Ju Y.** Impacts of nozzle geometry on spray combustion of high pressure common rail injectors in a constant volume combustion chamber. *Fuel*, 2016, vol. 179, pp. 235–245. DOI: 10.1016/j.fuel.2016.03.097
 16. **Furuhata T., Kawata T., Mizukoshi N., Arai M.** Effect of steam addition pathways on NO reduction characteristics in a can-type spray combustor. *Fuel*, 2010, vol. 89, no. 10, pp. 3119–3126. DOI: 10.1016/j.fuel.2010.05.018
 17. **Vigriyanov M.S.** *Gorelochnoe ustrojstvo* [Burner device]. Patent RF, no.2450207, 2012. In Russ.
 18. **Anufriev I.S., Kopyev E.P., Shadrin E.Y.** Investigating characteristics of liquid hydrocarbon spraying by a steam jet. *MATEC Web of Conferences*. 2017, vol. 115, 05010. DOI: 10.1051/mateconf/201711505010
 19. **Dryer F.L.** Water addition to practical combustion systems – Concepts and applications. *Symposium (International) on Combustion*, 1977, vol. 16, pp. 279–295. DOI: 10.1016/S0082-0784(77)80332-9
 20. **DIN EN 267:2011-11.** Automatic forced draught burners for liquid fuels.
 21. <https://www.weishaupt.de/>